

액체수소용 초저온 고압 피스톤 펌프의 기밀성 향상에 관한 기초연구

이종구¹ · 이종민¹ · 이종태^{2†}

¹성균관대학교 대학원, ²성균관대학교 기계공학부

A Study on Air-tightness of High Pressure Liquid Hydrogen Pumping System at the Low Temperature

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

¹Grad. School of Sungkyunkwan Univ.

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

Abstract >> As an initial step to develop a liquid hydrogen pump of piston type operated under cryogenic and high pressure, leakage and piston head shape for the piston pump were discussed with temperature and pressure. As the results, the leakage depended on correlation among density, viscosity, clearance area by the low temperature. In order to reduce the leakage, it was found that the air-tightness can be improved by minimizing contact surface between piston and cylinder, and also increasing pressure in-cylinder can reduce piston clearance. Among the proposed piston shapes, D type piston shape had the most air-tightness. D type piston had smaller contact surface than other piston shape and easier expansion of cup shape by pressure. The leakage of D type piston shape was found about 7%, compared with A type piston shape. But it was required that analyze about vapor lock by friction and wear resistance.

Key words : Liquid hydrogen(액체수소), Piston pump(피스톤펌프), Cryogenic and high pressure type(초저온 및 고압형), Air-tightness(기밀성), Piston shape(피스톤 형상), Thermal contraction(열수축)

1. 서 론

액체수소 압송시스템은 저장탱크로부터 동력 및 각종 이용시스템까지 액체수소를 이송시키고 가스화하는 장치로서 액체수소 이용에 반드시 필요한 핵심 구성요소이다. 기존의 압송 시스템은 주로 저장 탱크 압송 등과 같이 비교적 저압에서 대량의 액체수소를 이송시키는 것을 주 목적으로 개발되고 있다. 그러나

액체수소 이용의 범용화를 위해서는 다양한 압력 하에서 소량이송이 가능한 액체수소 압송시스템 개발이 필요하다¹⁾.

소량 액체수소 압송 방식은 대표적으로 용기 가압 방식과 피스톤 펌프방식으로 구분할 수 있다²⁾. 용기 가압방식은 가압된 수소 또는 질소가스를 용기 내에 주입하여 액체수소를 이송하는 방식으로 다른 압송 방식에 비해 상대적으로 구조가 간단하다. 하지만 초저온의 저장탱크 가압에 의한 안전성 문제로 비교적 저압에 사용되고 있는 방식이다. 이에 반해 피스톤 펌프방식은 압력 및 유량 변화에 유연하게 대처가

[†] Corresponding author : jtlee@skku.edu

[접수일 : 2013.8.13 수정일 : 2013.8.28 게재확정일 : 2013.8.31]

Copyright © 2013 KHNES

가능하여 다양한 분야에 활용할 수 있다. 특히, 고압 및 소량의 연료를 사용하는 직접분사식 수소기관의 동력시스템에 활용이 가능하여 수송산업 전반에 수소 이용률을 높일 수 있다. 이로 인해 자동차 기술 선진국에서는 대체에너지 및 저공해의 관점에서 수소 자동차를 개발되기 시작한 1970년대부터 이미 피스톤 펌프방식의 액체수소 압송시스템을 연구하기 시작하였으나 국내에서는 아직 명확히 진행되고 있지 않은 상황이다³⁻⁵⁾.

액체수소는 대기압 하에서 20K라는 낮은 증발온도와 함께 점성이 작고, 높은 압력에서 증발잠열이 작아지는 특성이 있다. 이러한 특성들은 기밀성 및 vapor lock 발생에 관여하여 초저온 및 높은 압력 하에서 작동하는 액체수소 피스톤 펌프의 개발은 매우 까다롭다. 이를 해결하기 위한 가장 핵심적인 문제점들은 초저온에 대응하는 기밀성 확보와 마찰열에 의한 증발 억제이다.

본 연구에서는 액체수소 펌프 개발의 초기단계로서 초저온 고압 피스톤 펌프성능을 좌우하는 펌프의 기밀성 향상에 관점을 두었다. 이를 위해 초저온 및 고압화에 따른 피스톤부의 누출량에 관여하는 인자들의 상관관계 및 기밀성 향상 방안을 파악하여 적정 피스톤 형상을 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

초저온 고압 피스톤 펌프의 피스톤-실린더부는 온도 및 압력에 대한 기밀성을 명확히 파악하고자 모사하여 사용하였으며, 이에 대한 상세를 나타낸 것이 Fig. 1이다. 모사 피스톤-실린더부는 실린더, 피스톤 및 피스톤 고정부로 구성되어 있다. 피스톤은 피스톤 고정부에 연결하여 실린더부와의 편심을 최소화하였다. 실린더와 피스톤의 재질은 SUS304이며, 피스톤측면의 습동부 재질은 자기윤활(self-lubrication)이 가능한 polyimide를 사용하였다. Polyimide와 SUS304와의 열팽창계수 차이로 인해 초저온에서 발

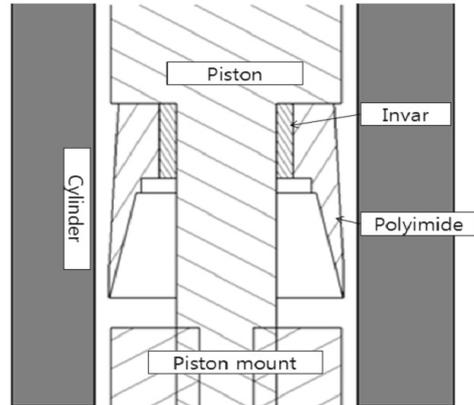


Fig. 1 Piston-cylinder part

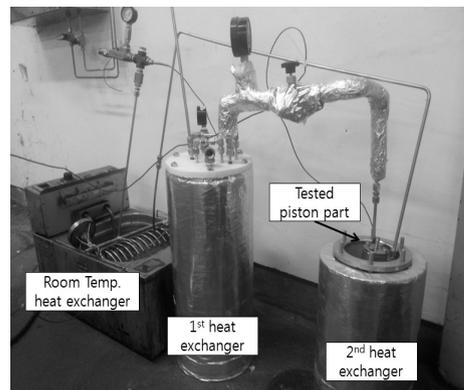


Fig. 2 Leakage measuring device

생되는 틈새를 최소화하기 위하여 열팽창이 거의 없는 invar 재질의 라이너를 polyimide 안쪽에 삽입하였다⁶⁾.

액체수소용 고압 피스톤 펌프에서의 누출은 피스톤-실린더부의 틈새사이에서 발생하는 압력강하와 비가역적인 교축과정에 의해 액체수소가 가스상태로 누출되게 된다⁷⁾. Fig. 2는 고압형 초저온 펌프의 실린더와 피스톤 틈새사이로부터의 수소가스 누출량을 측정하기 위한 실험장치의 실물을 나타낸 것이다⁸⁾. 실험장치는 전술한 모사 피스톤-실린더부, 1차 및 2차 냉각용 열교환기, 가열용 열교환기, 가스공급장치, 각부의 측정장치로 구성된다. 냉각용 열교환기는 초저온 하에서 작동하는 액체수소 펌프의 구동조건과 실험조건을 최대한 유사하게 하기 위한 장치이다.

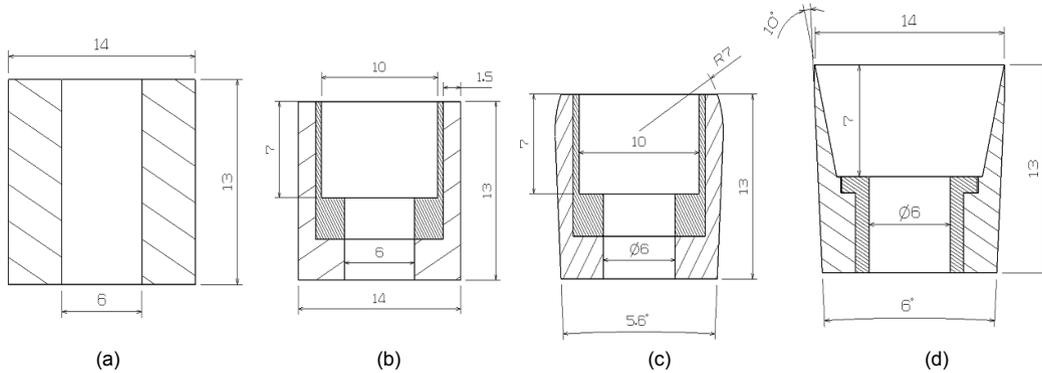


Fig. 3 Four type of piston shape

1차 열교환기는 상온의 수소가스를 초저온으로 냉각하는 것이 주목적이며, 열교환기의 용량은 실험 중 온도변화를 최소화하기 위하여 최대 100L/min의 유량에 대응하도록 하였다. 2차 열교환기는 모사 피스톤-실린더부 본체의 냉각과 1차 열교환기에 의해 냉각된 공급가스의 온도변화를 최소화하는 역할을 한다. 두 열교환기의 형상은 helical-coil 형태로 제작하였다. 냉각된 공급가스 온도는 피스톤-실린더부 입구에서 측정된다. 가열용 열교환기는 피스톤과 실린더 틈새로부터 누출된 수소가스량을 체적법으로 측정기 위하여 누출된 저온의 가스를 상온으로 환원시키기 위한 장치이다.

2.2 실험방법

실험변수는 공급가스의 온도 및 압력과 피스톤 형상이다. 또한 초저온 시에 가스점성에 의한 누출량의 차이를 파악하기 위해 질소가스에 대해서도 실험을 수행하였다. 공급가스의 냉각은 액체질소를 사용하였다. 가스온도는 240K부터 액체질소로 냉각 가능한 최대온도인 80K까지, 공급압력은 5bar에서 30bar까지 5bar씩 단계적으로 변화시켰다. 피스톤 형상은 다음과 같은 4가지 형상을 대상으로 하였다.

2.3 피스톤 형상

제시된 4종류의 피스톤 형상은 Fig. 3에 나타난 바

와 같으며, 이를 피스톤 형상 A, B, C, D형이라 칭한다. 피스톤 형상 A type은 피스톤 헤드가 평평하고 피스톤 옆면에 자기윤활재질의 polyimide 링을 삽입한 가장 기본적인 형상이다. 주지의 사실과 마찬가지로 액체수소 펌프의 실린더와 피스톤 사이의 틈새가 넓어지면 마찰력이 감소하지만 압축 시에 누출이 증가한다. 이 누출을 줄이기 위해서는 압축압력이 증가함에 따라 피스톤의 외벽이 실린더의 벽쪽으로 확장되는 것이 바람직하다(3.2절 참조). 나머지 3종류 B, C, D type은 상기 효과를 얻기 위해 압축실 안에서 액체수소의 압축으로 인해 증가하는 압력으로 피스톤이 실린더 벽으로 확장되어 틈새의 감소를 도모하기 위한 cup 형상이다. 피스톤 형상 B type은 피스톤 헤드에 두께가 동일한 원통실린더를 붙인 cup형상이다. C type은 Musashi대학에서 제시한 형상으로서 피스톤 헤드의 바깥부분을 벤츄리형으로 만들어 누출되는 가스의 속도 차에 의한 압력차로 확장을 용이하게 한 형상이다⁹⁾. D type은 본 실험에서 제시한 cup형상으로서 전술한 C type과 동일하게 벤츄리효과가 있지만 보다 기밀성의 향상을 도모한 형상이다. 즉, cup형상의 끝단이 실린더와 접촉하여 C type과 달리 벤츄리의 최소틈새까지 유입되는 수소가스가 없도록 하였다. 또한, cup의 두께가 끝단으로 갈수록 점차 얇아지는 구조로서 벤츄리효과와 더불어 압력 증가에 의한 실린더 벽쪽에서의 확장을 더욱 용이하게 하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 초저온화와 피스톤부 누출량의 상관관계

Fig. 4는 모사 피스톤-실린더부에 공급되는 수소 가스를 냉각시킨 경우, 피스톤과 실린더사이의 틈새와 누출량을 나타낸 것이다. 여기서 피스톤 형상은 온도에 따른 틈새변화가 공간적으로 동일하게 대응하기 가장 적절한 구조인 피스톤 형상 A type을 사용하였다.

피스톤-실린더사이의 틈새는 각 재질의 열팽창계수로부터 구한 값이다¹⁰⁾. 그리고 모사 피스톤-실린더 본체의 온도는 전술한 바와 같이 초저온냉매(액체질소)가 충전되어 있는 2차 냉각용 열교환기 내에 피스톤-실린더부가 장착되어 있어 수소가스 온도와 동일한 것으로 간주하였다.

모사 피스톤과 실린더 사이의 틈새는 실린더보다 피스톤부 재질의 열팽창계수가 크므로 온도가 낮아질수록 지수함수의 형태로 증가하는 것을 나타낸다. 이와 같이 틈새가 확장되어 수소가스의 누출량은 증가하게 되는데 누출량의 증가율은 틈새와 대응하지 않고 240K부근에서 온도가 낮아짐에 따라 급격히 증가하다가 초저온영역에서는 다소 완만해지는 것을 보인다. 80K정도에서 단위온도 감소에 따른 수소가스의 누출량 증가는 240K부근에 비하여 약 22%에 지나지 않는 것으로 나타난다.

주지의 사실과 마찬가지로 누출되는 수소가스의 질량은 밀도, 실린더와 피스톤사이의 틈새면적과 유속의 함수이다. 유속은 통상 압력차에 크게 의존하므로 초저온화에 따른 틈새면적 및 밀도변화와 누출량의 관계를 비교하였으며 그 결과를 나타낸 것이 Fig. 5이다.

Fig. 5는 초저온화에 따른 밀도단면적(밀도×단면적)의 비와 밀도단면적에 대한 누출량의 비를 나타낸 것이다. 여기서 밀도단면적의 비와 누출량비는 본 실험결과에서 온도가 가장 높은 240K를 기준값으로 구한 것이다. 밀도, ρ 는 수소의 T-S선도로부터 온도 및 압력에 대한 근사식 (1)을 구하여 결정하였다¹¹⁾.

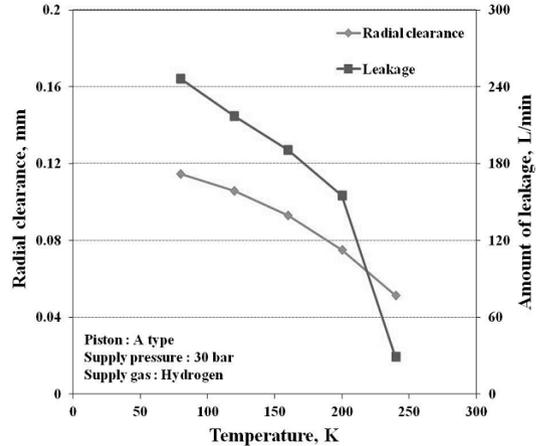


Fig. 4 Radial clearance and amount of leakage versus temperature

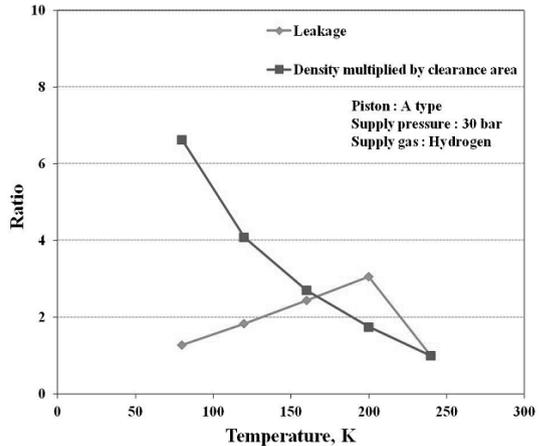


Fig. 5 leakage ratio and density multiplied by clearance area ratio versus temperature

$$\rho = 14.9 - 0.1T + 2 \times 10^{-4} T^2 \quad (1)$$

(80 K ≤ T ≤ 240 K for H₂, @ 30 bar)

그림에 나타난 바와 같이 밀도단면적의 비는 초저온화 하는데 따른 실린더와 피스톤사이의 틈새면적의 증가보다 식 (1)에 나타난 바와 같이 밀도의 증가율이 현저하여 초저온영역에서 더욱 증가하는 지수함수를 보인다. 이에 반하여 240K부근의 경우를 기준으로 한 밀도단면적에 대한 누출량의 비는 주위온

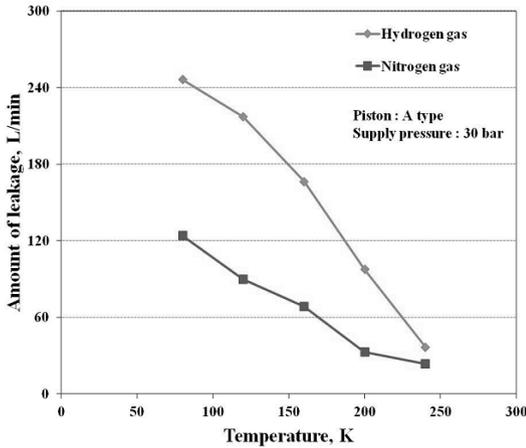


Fig. 6 Leakage measured for each supply gas

도가 200K부근까지 증가하다가 이후 지속적으로 감소하는 경향이다. 밀도단면적에 대한 누출량의 비가 일정하지 않다는 것은 공급압력이 일정할 지라도 유속이 변화한다는 것을 의미한다. 수소가스의 점성은 온도가 낮아짐에 따라 감소하다가 증가하는 특성을 갖고 있다. 이런 점성 변화에 의한 전단력의 변화가 주원인으로 유속이 증감하여 누출량이 증가하다 저온영역이 될수록 감소하는 것으로 생각되지만 보다 다양한 원인규명이 요구된다.

상기와 같이 초저온화에 따른 누출량이 틈새 및 밀도뿐만 아니라 점성에 의존하게 된다면 작동유체의 종류에 따른 물성치 차이가 초저온화에 따른 누출량에 반영되게 될 것이다. 따라서 점성이 초저온화에 따라 지속적으로 감소하는 질소가스에 대한 누출량을 수소가스의 경우와 비교한 것이 Fig. 6이다. 질소가스와 수소가스를 사용한 경우 실린더와 피스톤 사이로 부터의 누출량은 온도가 낮아질수록 모두 점차 증가하는 경향을 보인다. 그러나 수소가스 경우의 누출량의 증가율은 전술한 바와 같이 초저온화가 됨에 따라 증가율이 완만해지는데 반하여 질소가스의 경우는 점성이 지속적으로 감소하여 틈새면적의 증가와 마찬가지로 초저온까지 현저히 증가하는 것을 볼 수 있다. 그리고 온도변화에 대한 밀도와 점성의 차이로 수소가스 경우의 누출량은 질소가스 경우에

비하여 전반적으로 많으며 그 차이는 초저온화가 됨에 따라 증가하여 80K부근의 누출량의 차이는 240K부근의 경우에 비하여 약 12.8배에 이른다.

상기의 결과들로부터 초저온화하는 경우의 피스톤부의 누출량은 저온화에 따른 틈새면적, 밀도와 점성 등의 복합적인 인자에 의존하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 액체수소 펌프의 피스톤부 누출량은 초저온화에 따른 실린더와 피스톤사이의 틈새면적의 증가로 지속적으로 증가하지만 단위 틈새면적당의 누출량은 초저온화함에 따라 감소한다는 것을 알 수 있었다.

3.2 고압형 초저온 액체수소 피스톤펌프의 기밀성 향상 방안

액체수소펌프의 피스톤부에서의 누출량은 실린더와 피스톤사이의 틈새면적, 밀도 및 점성에 의존하지만 동일 압력 및 온도 하에서 누출량을 감소시키기 위해서는 무엇보다 초저온에서의 틈새를 최소화시키는 것이 최선이다.

Fig. 7은 피스톤틈새를 감소시킨 경우의 누출량을 각각의 온도에 대해 나타낸 것이다. 여기서 피스톤 형상은 피스톤 옆면에 자기윤활재질의 polyimide 링을 삽입한 A type이다. Polyimide 링은 초저온 하에서 결합할 수 있는 최대 크기로서 열팽창을 고려하여 상온 하에서 제작한 후, 초저온상태에서 결합하였으므로 이 경우의 틈새는 제작 가능한 최소치로 간주할 수 있다. 이보다 틈새를 줄이는 방법으로는 polyimide 링의 상부에 압축력을 가하는 압축법을 사용하였다. 따라서 압축력인 토크의 증가는 틈새의 감소를 의미하며 각각의 온도에서 토크의 최대치는 틈새가 0mm라는 것으로 간주하였다.

그림에 나타난 바와 같이 토크의 증가, 즉 피스톤 틈새의 감소에 따라 누출량이 현저히 감소하는 것을 보인다. 이 경향은 모든 온도에 대해서 유사하므로 피스톤부의 기밀성 향상에 틈새 감소가 유효한 것을 확인할 수 있다. 그러나 피스톤 틈새가 0mm로 간주되는 최대토크 부근에서도 이원자분자인 수소의 독

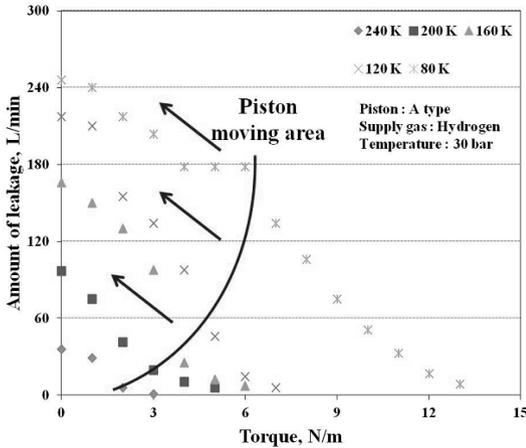


Fig. 7 Leakage measured for each temperature

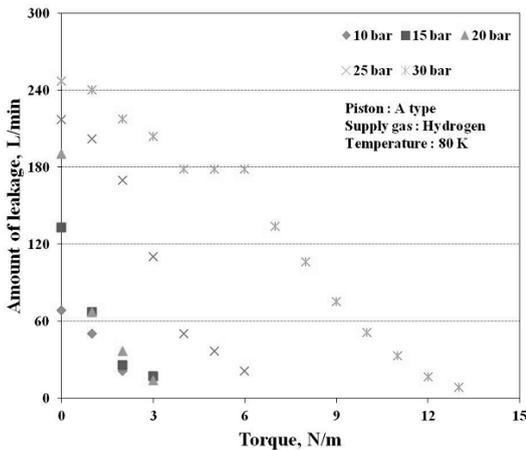


Fig. 8 Leakage measured for each pressure

특한 물성치 및 가공정도에 기인하여 누출을 완벽히 억제하기는 용이하지 않다. 일례로 80K에서 틈새가 0mm가 되는 경우, 누출량은 기존 누출량의 약 5% 정도에 이른다. 피스톤 틈새가 과도하게 감소하면 피스톤이 움직이지 않게 된다. 피스톤이 습동할 수 있는 최소틈새와 기존틈새의 차이는 초저온화 함에 따른 틈새의 증가로 넓어지지만 대체로 기존 틈새에 비해 감소율은 대체로 약 55-45% 정도에 해당된다. 그리고 80K인 경우 습동 가능한 최소 틈새에서 감소되는 피스톤부의 누출량은 기존 틈새 경우의 약 30% 정도인 것으로 해석된다.

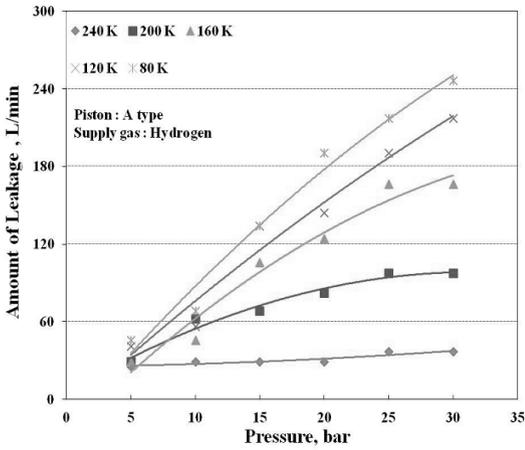
Fig. 8은 공급가스의 온도가 80K인 경우 공급압력을 변화시키는데 따른 누출량을 틈새변화인 토크로 나타낸 것이다. 피스톤부에서의 누출량은 압력과 밀도가 비례관계이므로 공급압력이 증가함에 따라 증가하지만 수소가스의 점성이 초저온하에서 압력증가에 따라 증가하는 경향에 의해 누출량의 증가율은 고압이 될수록 완만해지는 것을 나타낸다. 그리고 누출량이 최소로 되는 틈새까지의 요구되는 토크가 공급압력이 낮을수록 감소된다는 것은 공급압력에 따른 허용틈새가 존재한다는 것을 보이는 것이다.

상기의 결과를 종합하면 피스톤부에서의 누출량을 줄이기 위해서는 i)온도가 낮아질수록 틈새가 감소되어야 하며, ii)접촉면적을 최소화하여 습동가능한 틈새를 줄여야 하며, iii)압력이 낮은 영역에서는 틈새에 따른 누출량의 변화가 적으므로 틈새가 어느 정도 커도 큰 문제가 없으나 고압이 될수록 틈새를 줄이는 것이 바람직한 것으로 생각된다.

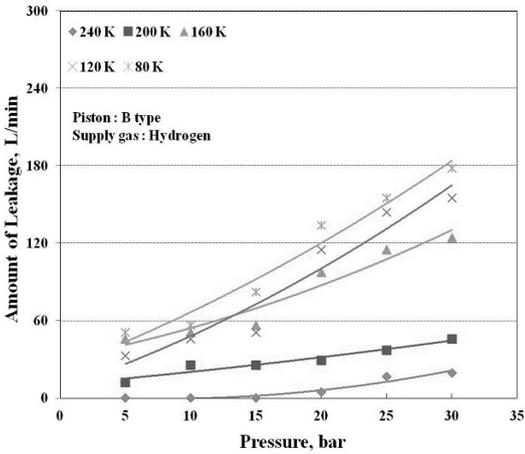
초저온 고압 피스톤형 펌프의 틈새를 온도감소에 따라 줄이는 것은 실린더 라이너의 열팽창계수가 피스톤보다 큰 재질을 사용한다면 가능하다. 즉, 통상의 구조와 달리 polyimide재질의 실린더라이너와 SUS재질의 피스톤인 경우이다. 이 경우, 피스톤부에서 발생하는 마찰열이 실린더라이너로 유출되기 어려워 vapor lock이 발생되고 실린더라이너 내구성 등의 문제가 있으므로 기존 피스톤 펌프 구조에는 적절하지 않은 것으로 생각된다. 따라서 액체수소용 고압 피스톤형 펌프의 기밀성을 향상시키기 위해서는 피스톤과 실린더사이의 접촉면적을 최소화하여 마찰열과 구동력을 최소화하고 피스톤압축에 의해 실린더내의 압력이 증가함에 따라 실린더와 피스톤부의 틈새가 좁아지는 방안이 적절한 것으로 판단된다. 이러한 개념에 의해 제시 및 검토된 피스톤 형상이 2.2절에서 논한 cup형 피스톤 형상이다.

3.3 Cup형상 채택에 의한 누출량 감소효과

Fig. 9는 가장 단순한 cup형상의 피스톤으로서 피스톤헤드에 동일한 두께의 동일한 원통실린더가 붙



(a) A type piston



(b) B type piston

Fig. 9 Leakage measured for piston

어 있는 B type에서 온도 및 압력변화에 따른 누출량을 피스톤헤드가 편평한 피스톤 형상 A type의 경우와 비교한 것이다. Cup형상이 아닌 A type에서의 누출량은 전술한 바와 같이 공급압력의 증가 및 온도 감소에 따라 전반적으로 증가하는 경향이며 30bar 및 80K하에서의 누출량이 약 240L/min 정도이다. 반면, cup형상을 갖는 B type은 A type에 비하여 상대적으로 적은 누출량을 보여 압축실내 압력으로 인해 실린더헤드에 장착된 cup형의 원통실린더가 실린더쪽으로 확장되어 피스톤틈새가 줄어드는 효과가 유효하다는 것을 보이고 있다. 가장 단순한 cup형상의 B type을 사용한 경우라도 A type에 대한 수소가

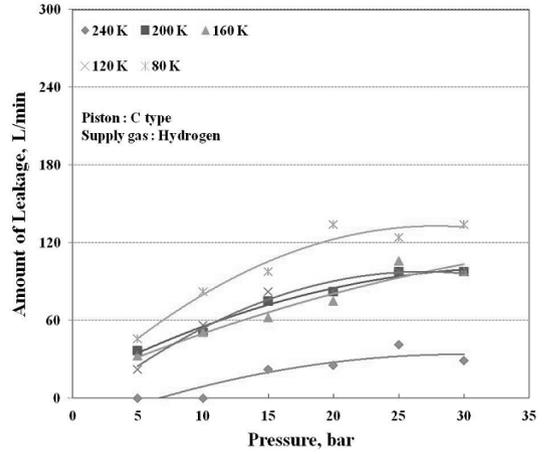


Fig. 10 Leakage measured for C type piston

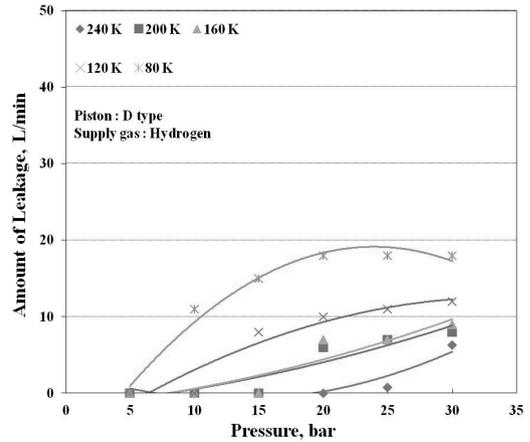


Fig. 11 Leakage measured for D type piston

스 누출량의 감소량은 30bar, 80K부근에서 약 25% 정도임을 보인다.

벤츄리 형상을 갖는 피스톤 형상 C type에서의 누출량을 압력 및 온도변화에 대해 나타낸 것이 Fig. 10이다. C type에서의 누출량의 증가율은 공급압력이 높아질수록 점차 감소하는 경향이다. 그리고 정량적인 누출량은 B type에 비해 전반적으로 낮은 것을 보인다. 이것은 cup형의 원통실린더 외벽에 설치된 벤츄리에 의해 누출되는 가스의 속도 차에 의한 압력차로 실린더 벽쪽에서의 확장이 보다 증가되고 고압 하에서 그 효과가 커지는데 의한 것으로 볼수 있

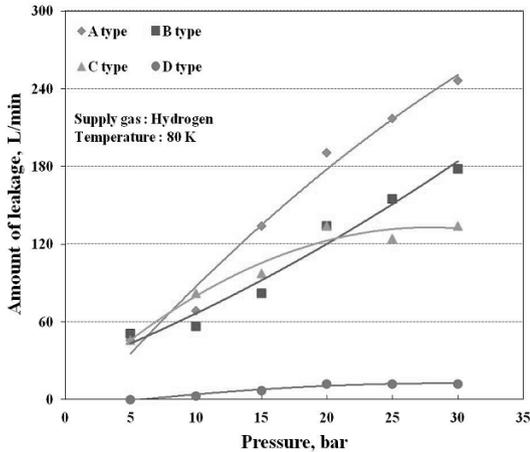


Fig. 12 Leakage measured for each piston

다. 30bar 및 80K하에서의 누출량은 약 130L/min으로서 B type에 비하여 약 25%정도 감소하고 A type에 비하여는 46%에 이른다.

Fig. 11은 본 연구에서 제시한 피스톤 형상 D type에서 온도 및 압력변화에 대한 피스톤부의 누출량을 나타낸 것이다. D type인 경우 압력 및 온도에 대한 누출량 변화의 경향은 C type의 경우와 대체로 유사하지만 초저온인 80K에서의 누출량은 20bar 부근까지 증가하다가 이후 감소하는 독특한 특성을 나타낸다. 그리고 누출량은 다른 피스톤형상에 비해 현저히 적어 30bar, 80K에서 약 18L/min 정도로 C type에 비하여 약 14%정도이며 A type에 비교하면 약 7%에 지나지 않는다. 이와 같은 현저한 누출량 감소는 cup형상의 두께가 끝단으로 갈수록 점차 얇아져 벤츄리 효과와 더불어 압력증가에 의한 실린더 벽쪽으로는 확장이 더욱 용이해지는 효과에 의한 것으로 볼 수 있다. 또한 cup형상의 끝단이 실린더와 접촉하여 C type와 달리 벤츄리의 최소틈새까지 유입되는 수소 가스가 없는 것도 기여하는 것으로 생각된다.

Fig. 12는 제시된 4종류의 피스톤 형상에 대한 피스톤부의 누출량을 비교한 것이다. 피스톤 형상 D type을 제외한 3종류의 피스톤 형상에 대한 누출량은 압력이 낮은 영역에서 큰 차이를 보이지 않는다. 이것은 cup의 두께가 점차 얇아지는 D type과 달리

2종류의 cup두께가 길이방향으로 유사하여 저압 시에 팽창효과 차이가 나타나지 않는데 기인한다. 그리고 C type 및 D type의 누출량 증가가 고압화 됨에 따라 완만해지는 것을 보면 고압하의 기밀성향상에 벤츄리효과에 의한 틈새보정이 유익한 방안의 하나라는 것을 알 수 있다. 또한 D type의 누출량이 모든 압력에서 다른 피스톤들에 비하여 매우 적으므로 cup의 두께가 점차 얇아지고 선단이 접촉하는 구조는 실린더와의 접촉면적이 적고 압축압력에 의한 틈새감소가 용이하여 누출억제에 바람직한 피스톤형상이라 생각된다. 그러나 다양한 인자에 대한 누출량의 상세한 해석과 두께가 얇은 선단에서의 마찰에 의한 vapor 발생 및 내구성 등에 관한 해석이 요구된다.

4. 결 론

액체수소용 초저온 고압 피스톤형 펌프의 피스톤 실린더 틈새에서의 누출에 관여하는 인자를 파악하고 제시된 피스톤 형상을 검토하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 초저온화하는 경우의 피스톤부의 누출량은 초저온화에 따른 틈새면적, 밀도와 점성 등의 복합적인 인자에 의존하지만 틈새의 단위면적당 누출량은 초저온화함에 따라 감소한다는 것을 알 수 있었다.
- 2) 액체수소용 고압 피스톤형 펌프의 기밀성을 향상시키기 위해서는 피스톤과 실린더사이의 접촉면적을 최소화하여 마찰열과 구동력을 최소화하고 피스톤압축에 의해 실린더내의 압력이 증가함에 따라 실린더와 피스톤부의 틈새가 좁아지는 구조가 적절한 방안의 하나로 판단된다.
- 3) 제시된 피스톤 형상중에서 실린더와의 접촉면적이 적고 압력증가에 의한 틈새감소가 용이한 피스톤 형상이 높은 기밀성을 갖으며, 누출량은 기존 형상과 비교하면 약 7%에 지나지 않는다.
- 4) 그러나 다양한 인자에 대한 누출량의 상세한 해석과 두께가 얇은 선단에서의 마찰에 의한 vapor

lock 발생 및 내구성 등에 관한 해석이 필요한 것으로 생각된다.

후 기

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

References

1. B. H. Kang, H. M. Chang, "Hydrogen Liquefaction and Liquid Hydrogen Storage Technologies", The Korea Institute of Applied Superconductivity and Cryogenics, Vol. 2, No. 2, 2000, pp. 44-51.
2. Walter Peschka, "Liquid Hydrogen : Fuel of the Future", Springer-Verlag Wien, New York, 1992
3. K. Yamane, M. Hiruma, T. Watanabe, T. Kondo, K. Hikino, T. Hashimoto, S. Furuham, "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 Pumps for Automotive Application", Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 15, No. 11, 1990, pp. 817-825.
5. S. Furuham, T. Sakurai, M. Shindo, "Study of Evaporation Loss of Liquid Hydrogen Storage Tank with LH₂ Pump", Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 18, No. 1, 1993, pp. 25-30.
6. Gunther Hartwig, "Polymer Properties at Room and Cryogenic Temperature", Plenum press, New York, 1994.
7. K. Yamane, S. Nakamura, K. Kobayashi, "A Study on the Structure of Liquid Hydrogen Pump", Journal of Hydrogen Energy Systems Society of Japan, Vol. 17, No. 3, 1992, pp. 24-30
8. T. Nose, K. Yasuda, K. Yamane, S. Furuham, "A Study on Performance Improvement of Liquid Hydrogen Pump", Journal of Hydrogen Energy Systems Society of Japan, Vol. 22, No. 1, 1997, pp. 39-45.
9. K. Yamane, S. Nakamura, T. Nosset, S. Furuham, "A Study on a Liquid Hydrogen Pump with a Self-clearance-adjustment Structure", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 21, No. 8, 1996, pp. 717-723.
10. Gulielmo Ventura, Lara Risegari, "The Art of Cryogenics Low-Temperature Experimental Techniques", ELSEVIER, Oxford, 2007, pp. 71-72.
11. L'AIR LIQUIDE, "Gas Enxyxlopaedia, Volume 2", ELSEVIER, pp. 892.