

상용 헬륨압축기를 이용한 네온 냉각 시스템의 냉각특성 실험

Cooling performance test of neon refrigeration system using commercial helium compressor

고준석^{1,*}, 김효봉², 염한길³, 홍용주³, 박성제³, 이공훈⁴

Junseok Ko^{1,*}, Hyobong Kim², Hankil Yeom³, Yong-Ju Hong³, Seong-Je Park³, Kong-Hoon Lee⁴

Abstract: This paper describes experimental investigation on neon refrigeration system using commercial helium compressor. In this paper, neon refrigeration cycle is calculated with assumption of ideal heat exchanger. From analysis, 32.6 K of the lowest temperature and 0.945 of quality after expansion are predicted. Cryogenic heat exchangers for pre-cooler and main heat exchanger are designed and fabricated with configuration of tube-in-tube heat exchanger. In experiments, cooling performance test are performed as variation of charging pressure and orifice hole diameter. From experimental results, the lowest temperature of 44.0 K was measured with 500 μm orifice and 1500 kPa of charging pressure.

현재 기계연구원에서는 5 L/hr 급의 소형 수소액화 시스템 개발을 진행 중에 있으며, 본 연구는 선행 연구로써 네온 냉각 시스템의 개발 및 냉각성능 시험에 관한 내용을 포함한다.

Fig. 1은 소형 수소액화 시스템 개발을 위해 고려된 사이클을 보여준다. Cycle #1 ~ #3은 수소 사이클만으로 구성되어 작동 압력이 10 MPa(고압)/0.2 MPa(저압)로 설계되었다. 반면에, Cycle #4는 네온 액화 시스템을 부가적으로 연결하여 수소 사이클의 작동 압력을 1.0 MPa/0.2 MPa로 낮게 유지할 수 있도록 설계되었다. 개발하고자 하는 시스템의 사이클은 최종적으로 Cycle #4가 선정되었고, 요구되는 네온 액화시스템 개발의 선행 연구로써 본 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 GM 극저온 냉동기의 구동에 사용되는 상용 헬륨 압축기를 네온압축기로 사용하였고, Linde-Hampson 액화 시스템을 기반으로 하여 시스템을 구성하여 팽창기구로 사용되는 오리피스식의 구경과 충전 압력에 따른 냉각특성 변화를 측정, 분석하였다.

1. 서 론

수소는 연소 시에 NOx를 제외한 오염 물질을 생성하지 않고, 태양광/열, 풍력, 바이오, 지열 등의 신재생 에너지로부터 생산이 가능하기 때문에 미래의 가장 유망한 에너지 매개체 중의 하나이다. 하지만, 수소가 주 에너지원으로 사용되기 위해서는 화석연료처럼 생산, 저장, 이송, 사용의 전주기가 쉽고 효율적이어야 한다. 수소의 저장과 이송을 위한 방법에는 고압 압축, 수소 저장 합금, 액체 수소 등의 여러 가지 방식이 있는데 방식에 따른 장단점은 2000년을 전후로 여러 연구자들에 의해 비교, 분석되었다[1-4].

여러 가지 방식 중에서 액체 수소는 고압 압축 방식과 수소저장 합금 방식에 비해 에너지 밀도가 높기 때문에 대용량 저장 및 장거리 이송에 적합한 방식이다. 액체 수소의 활용도를 향상시키기 위해서는 효율적인 수소액화 시스템이 요구된다. 수소액화 시스템의 경제적 효율성과 대형 수소액화 시스템에 대한 연구는 지속적으로 진행되어 왔다[5-7]. 국내에서는 1999년 GM 극저온 냉동기를 이용하여 기체수소를 냉각시킴으로써 0.5 L/hr 급의 수소액화 시스템을 개발한 바 있다[8].

2. 사이클 해석 및 시스템 설계, 제작

네온은 헬륨과 같이 단원자 분자로 비열비(Specific heat ratio)가 1.67이기 때문에 압축시에 많은 압축열이 발생한다. 때문에 압축열 제거를 위한 냉각시스템이 잘 구성되어 있는 상용 헬륨압축기를 네온압축기로 사용하였다. 사용된 압축기(Model 2.1, Genesis)는 GM 극저온 냉동기 구동용으로 활용되던 것으로써, 일반적인 운전범위에서 2.0 MPa(고압), 0.4 MPa(저압)의 작동압력과 약 20 SCFM의 체적 유량을 보여준다. 동일한 압력 조건과 유량 조건을 사용하여 네온 냉각 사이클을 해석하였다. 액체질소 예냉 과정을 포함하는 Linde-Hampson 액화 시스템을 기반으로 구성된 사이클의 해석에서는 이상적인 열교환기를 가정하고, 팽창기구를 제외한 다른 부분에서의 압력 강하는 없는 것으로 가정하였다. 사이클 해석 결과는 Table 1에 나타내었다. 지점 5에서는 0.4 MPa의 포화상태이며, 건도(quality)는 0.9458인 것으로 계산되었다. 여기에서, 각 지점은 Fig. 2의 시스템 개략도에 표시된 온도 측정 지점을 나타낸다.

계산된 사이클 해석 결과를 바탕으로 예냉 열교환기(PC1)와 주열교환기의 입,출구 조건이 결정되었으며 동심 이중관 형태의 열교환기를 설계하였다. 두 열교환기는 동일한 기하학적 형상이며, 내측에 1/4 inch 동관과 외측에 1/2 inch 동관을 이용하여 길이는 5 m로 제작되었다. 또다른 예냉 열교환기(PC2)는 1/4 inch 동

¹정 회 원 : 한국기계연구원 선임연구원

²정 회 원 : 한국기계연구원 선임기술원

³정 회 원 : 한국기계연구원 책임연구원

⁴비 회 원 : 한국기계연구원 책임연구원

*교신저자 : jsko@kimm.re.kr

원고접수 : 2011년 07월 28일

심사완료 : 2011년 09월 07일

게재확정 : 2011년 09월 07일

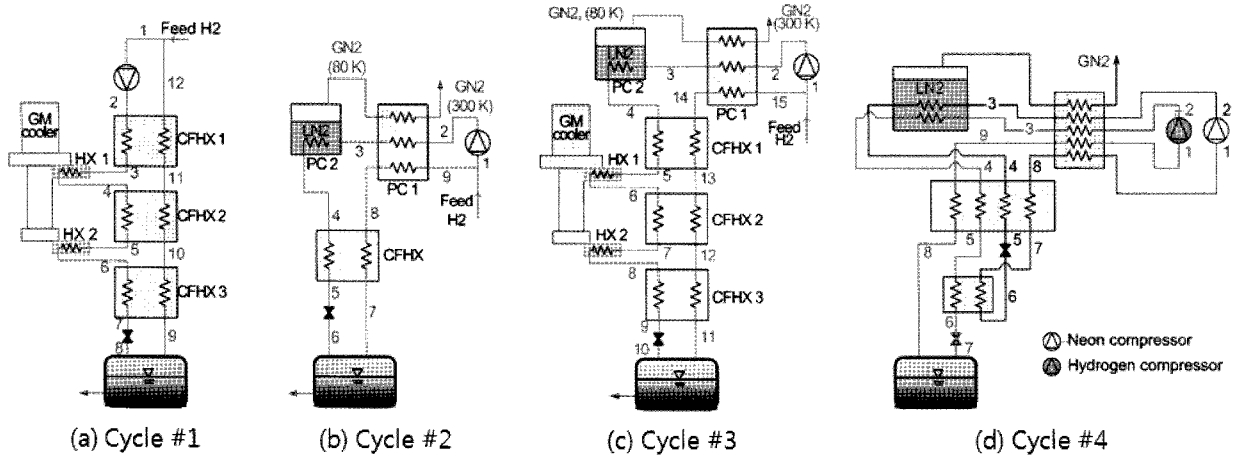


Fig. 1. Candidates of small-scale hydrogen liquefaction cycles.

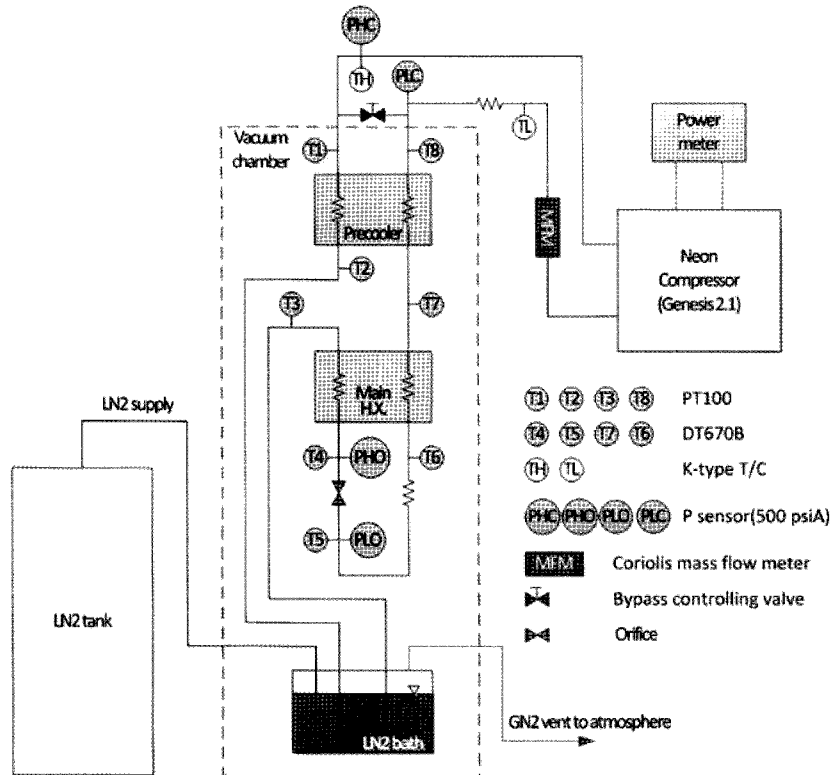


Fig. 2. Schematic diagram of neon refrigeration system.

관을 코일 형태로 감아서 액체질소에 잠기도록 하였으며 길이는 5 m이다.

열교환기 및 주요 구성품을 제작한 후에는 Fig. 2에

Table 1. Results of cycle analysis.

Point	Pressure, MPa	Temp. K	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg
1	2	300	369.29	4.4549
2	2	83.9	141.55	3.1023
3	2	80.0	137.06	3.0475
4	2	43.4	84.166	2.1252
5	0.4	32.6	84.166	2.6071
6	0.4	32.6	88.136	2.7291
7	0.4	80.0	141.03	3.7488
8	0.4	300	368.77	5.1195

보이는 시스템 개략도와 같이 구성품을 연결하였고, Fig. 3은 냉각 성능 특성 시험을 위한 실험 장치의 모습을 보여준다. 각 열교환기의 입구와 출구에는 온도 센서(PT-100 & DT-670, Lakeshore)를 관벽에 설치하였고, 압축기의 입, 출구 및 팽창기구 전, 후의 압력 측정을 위하여 압력계(FPA series, Sensotek)를 설치하였다.

압축기의 흡입라인 중간에는 코리올리 질량 유량계(RHM03, RHEONIK)를 설치하여 질량 유량을 측정하였으며, 압축기의 입력전력은 전력계(CW240, Yokogawa)을 이용하여 측정하였다. 시스템 조립이 완료된 후에는 복사열유입의 차단을 위하여 저온부에 복사차폐막(MLI: Multi Layer Insulation)을 설치하였다.

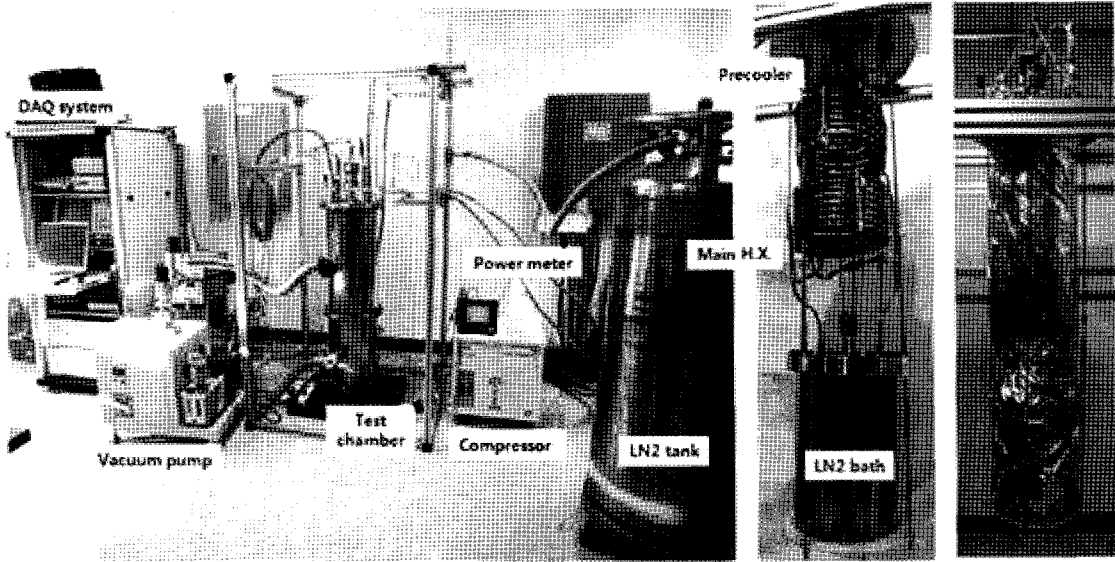


Fig. 3. Photo of experimental setup.

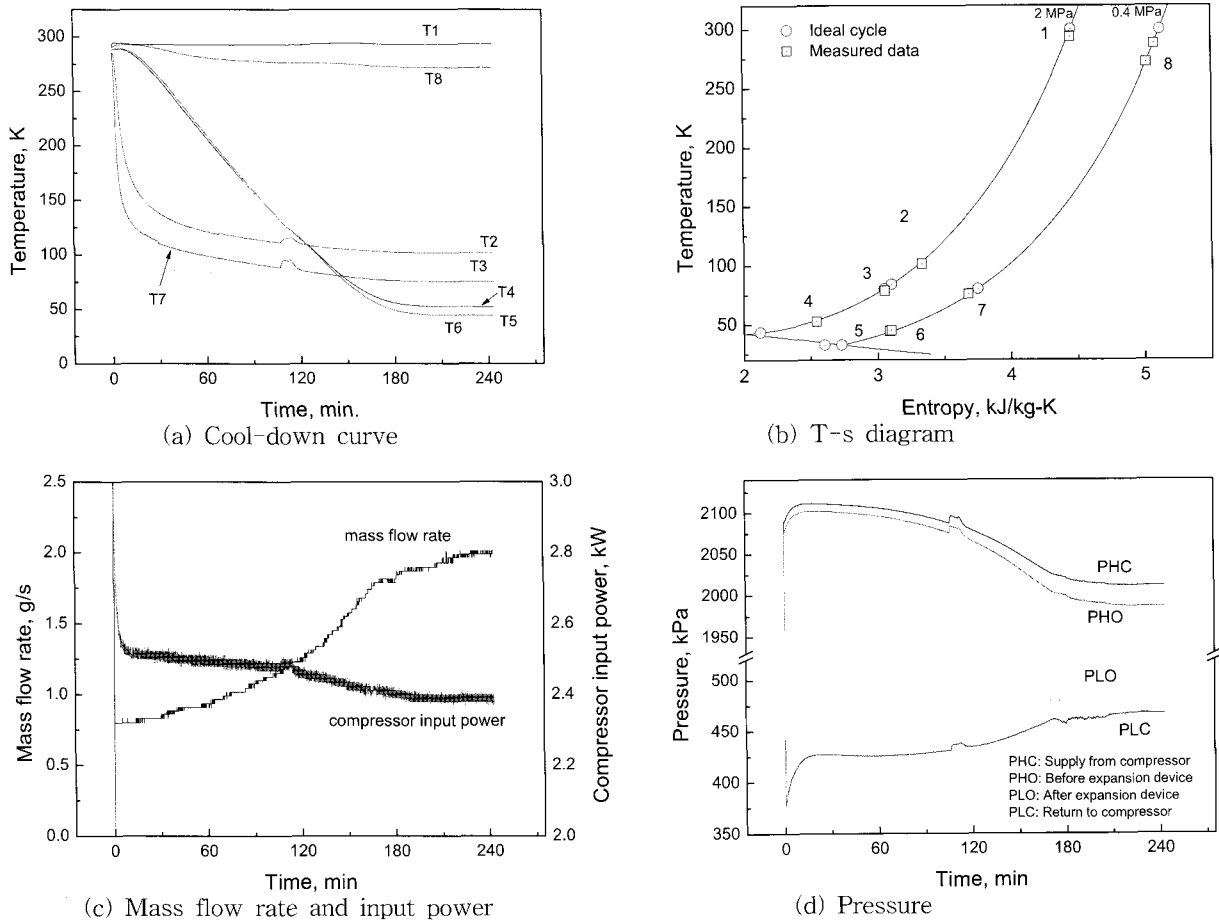


Fig. 4. Experimental results (Orifice hole size = 500 μ m, Charging pressure = 1500 kPa).

3. 냉각 특성 실험

제작된 네온 냉각시스템을 이용하여 팽창기구인 오리피스 직경과 충전 압력을 변화시키며 냉각 특성 실험을 수행하였다. 오리피스는 VCR 피팅 형태(SS-VCR-3, Lenoxlaser)로 500, 750, 1000 μ m의 세

가지 다른 직경을 이용하여 실험을 수행하였고, 각각의 직경에 대하여 충전압력을 1200 ~ 1500 kPa 범위에서 변화시키며 무부하 조건에서 온도, 압력, 질량 유량, 압축기 입력 전력을 측정하였다.

3.1. 초기 냉각 특성

Fig. 4는 오리피스 직경이 500 μ m이고 충전압력이 1500 kPa인 조건에서 네온 냉각시스템의 초기 냉각 특

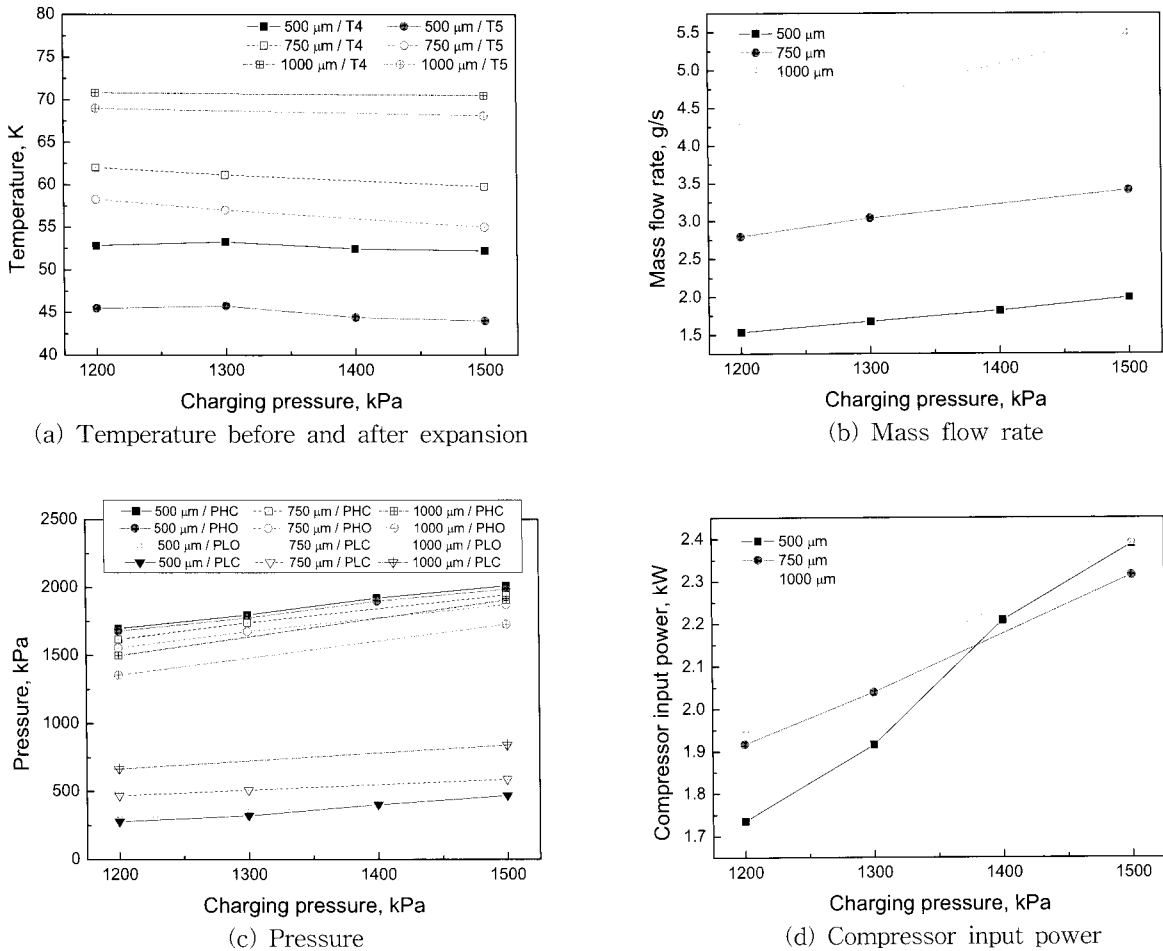


Fig. 5. Experimental results as variation of orifice hole diameter and charging pressure.

성을 보여준다. Fig. 4(a)에 초기 냉각 과정의 각 지점의 온도 변화를 보여준다. 정상상태까지 도달하는 데는 약 210 분이 소요되었다. 두 번째 예냉 열교환기 (Precooler #2: PC2)는 액체질소에 담겨 있기 때문에 이를 통과한 후의 온도인 주열교환기 입구 온도(T3)는 매우 짧은 시간에 액체질소 온도에 도달하는 것으로 측정되었다. 네온의 최대역전온도(Maximum inversion temperature)는 242 K으로 상온보다 낮기 때문에 작동 초기에는 줄-튐슨 팽창 전의 온도(T4)가 팽창 후의 온도(T5)보다 약간 높은 것을 확인할 수 있다. 작동이 계속되어 팽창 전의 온도가 낮아졌을 때 비로소 줄-튐슨 팽창에 의한 냉각 효과를 얻을 수 있었다.

Fig. 4(b)는 각 측정 지점의 측정값과 사이클 해석 결과를 T-s 선도 상에서 비교한 결과이다. 첫 번째 예냉 열교환기(Precooler#1: PC1)의 비유용도로 인하여 두 번째 예냉 열교환기에서 이상적인 사이클에 비해 더 많은 양의 열교환이 이루어졌음을 확인할 수 있고, 주열교환기의 비유용도로 인하여 팽창 후의 상태가 포화 상태가 아닌 과열 기체 상태임을 확인할 수 있다. 열교환기의 비유용도는 제한적인 열전달 계수와 열전달 면적, 열교환기 양단의 온도차로 인한 전도 열전달 및 외부로부터의 복사 열유입에 의한 열손실로부터 기인한다.

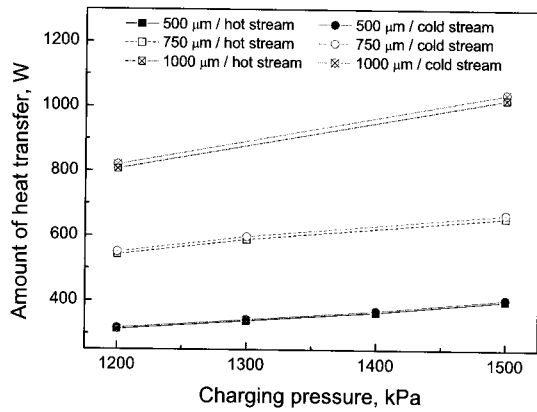
Fig. 4(c)와 (d)는 질량유량, 압축기 입력 전력, 압력 측정 결과이다. 초기 작동부터 시간이 지속됨에 따라 시스템 온도가 낮아질수록 질량 유량은 증가하고 압축기 입력전력은 감소하며, 팽창 전후의 압력 차이는 감소하는 경향이 나타났다. 이는 시스템 온도가 낮아

짐에 따라 작동 기체의 비체적이 감소하기 때문에 직경이 고정된 오리피스에서의 유체 저항이 감소하기 때문이다.

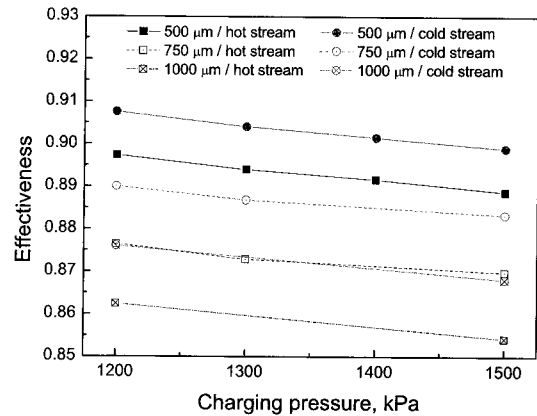
3.2. 정상상태 냉각 특성

Fig. 5는 오리피스 직경과 충전 압력을 달리 하였을 때의 정상상태에서의 온도, 압력, 질량 유량 및 입력 전력의 변화를 보여준다.

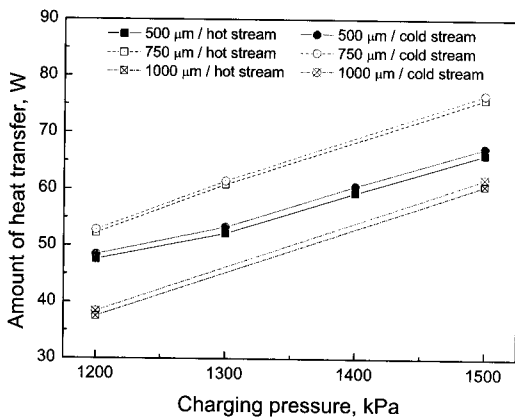
Fig. 5(a)로부터 줄-튐슨 팽창 전(T4)과 후(T5)의 온도는 충전 압력에는 크게 영향을 받지 않고, 오리피스 직경에 의해 크게 영향을 받는 것으로 나타났다. 오리피스 직경이 커질수록 Fig. 5(b)에 나타난 것처럼 질량 유량은 증가하지만, Fig. 5(c)에서와 같이 고압과 저압의 압력차가 감소하는 경향이 나타났다. 즉, 줄-튐슨 팽창에 의한 강온효과가 감소함을 의미한다. 이는 압축기의 운전 특성으로부터 기인한 것으로써, 오리피스 직경이 증가할수록 열수력학적인 저항이 감소하기 때문이다. 본 연구에서 사용된 압축기는 흡입, 토출 압력이 유량에 따라 변하는 특성을 가지고 있다. Fig. 5(d)에 나타난 압축기 입력 전력은 세 가지 오리피스 직경에 대해 모두 충전압력 증가에 따라 입력 전력 또한 증가하는 경향이 나타났다. 온도, 압력, 질량 유량은 충전 압력보다는 오리피스 직경에 의해 더 큰 영향을 받는데 비해, 입력 전력은 충전 압력의 영향이 더 큰 것으로 나타났다. 또한, 오리피스 직경이 500 μm인 경우에 충전압력에 따른 입력전력의 증가율이 더 가파른 것으로 측정되었다.



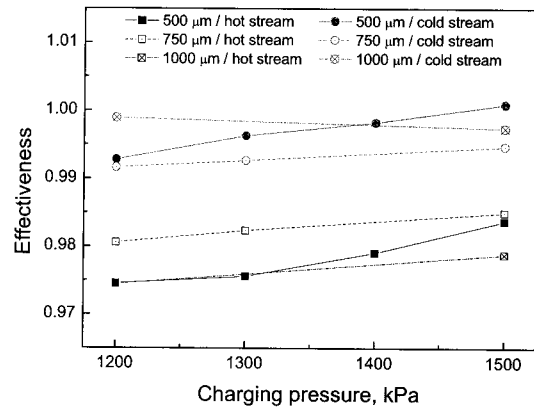
(a) Amount of heat transfer : Precooler #1(PC1)



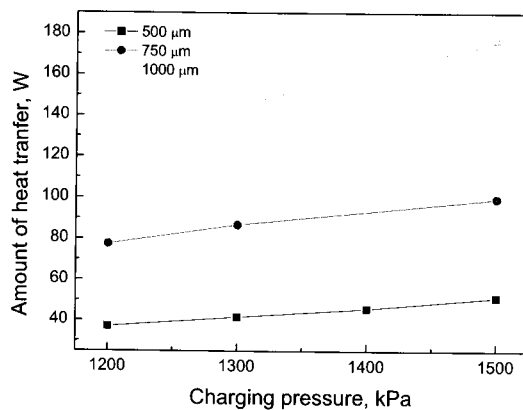
(b) Effectiveness : Precooler #1(PC1)



(c) Amount of heat transfer : Main H.X.



(d) Effectiveness : Main H.X.



(e) Amount of heat transfer in precooler #2(PC2)

Fig. 6. Characteristics of heat transfer in heat exchangers.

3.3. 열교환기 특성

Fig. 6은 측정된 온도와 압력 결과로부터 사용된 열교환기의 열교환 특성을 계산한 결과를 보여준다. Fig. 6(a)에서 첫 번째 예냉 열교환기(PC1)에서는 오리피스 직경이 커지고, 충전압력이 증가할수록 질량 유량의 증가로 인해 열교환량 또한 증가하는 것으로 나타났다. 반면에, Fig. 6(b)에서 보여지는 바와 같이 유용도 (Effectiveness)는 감소하는 경향이 나타났다.

주열교환기(Main Heat Exchanger)에서는 오리피스 직경이 750 μm인 경우에는 500 μm인 경우보다 열교환량이 크지만, 1000 μm인 경우에는 질량유량의 증가에도 불구하고 열교환량이 감소하는 것으로 나타났다.

이는 주열교환기의 입출구 온도차가 작기 때문이다.

첫 번째 예냉 열교환기는 상온과 약 100 K의 넓은 온도범위에서 작동하고 열교환량이 많기 때문에 유용도가 0.9 내외인 반면에, 주 열교환기에서는 상대적으로 작은 온도 범위에서 작동하기 때문에 유용도는 0.97 이상인 것으로 나타났다.

Fig. 6(e)는 두 번째 예냉 열교환기(PC2)에서의 열교환량을 보여준다. 오리피스 직경이 증가할수록 첫 번째 예냉 열교환기의 유용도가 감소하기 때문에 두 번째 예냉 열교환기에서 액체 질소에 의해 냉각되어야 하는 열량이 증가하고 이는 열교환량의 증가로 나타났다.

4. 결 론

본 논문은 상용 헬륨 압축기를 이용하여 Linde-Hampson 액화시스템을 기반으로 하는 네온 냉각 시스템을 제작하여 성능시험을 수행하였고, 연구 결과로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 줄-튐슨 팽창기구인 오리피스 직경과 충전압력을 변화시키며 무부하 조건에서 냉각 시험을 수행하였으며, 오리피스 직경의 증가에 따라 질량 유량은 증가하지만, 고압과 저압의 압력차이는 감소하여 줄-튐슨 팽창에 의한 강온 효과가 작아지는 것을 확인하였다.

(2) 측정된 압력, 온도, 질량 유량 결과로부터 시스템에 사용된 세 가지 열교환기의 열교환 특성을 계산한 결과, 두 가지 예냉 열교환기에서는 오리피스 직경 증가에 따라 열교환량의 증가와 유용도의 감소하는 경향을 나타냈으며, 주열교환기에서는 입출구 온도와 질량 유량 변화가 복합적으로 영향을 미치는 것을 확인하였다.

(3) 다양한 조건에서 무부하 냉각 성능시험을 수행한 결과, 오리피스 직경이 500 μm 이고, 충전압력이 1500 kPa인 경우에 44.0 K의 최저도달온도를 얻을 수 있었다.

(4) 본 논문에서는 압축기의 작동 압력이 네온을 액화하기에는 낮은 조건이었고, 열교환기의 비유용도로 인하여 이상적인 사이클과 달리 네온의 액화가 관찰되지 않았다. 고효율 네온 액화 시스템을 개발하기 위해서는 사이클 작동 압력을 높이기 위한 고압 압축기 및 유용도가 향상된 열교환기의 사용이 요구된다. 특히, 열교환기의 유용도 향상을 위해서는 미세 유로(micro channel) 열교환기의 적용이 고려되어야 할 것으로 사료된다.

감사의 글

본 연구는 합성가스 액화 시스템 설계기술 개발 과제의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- [1] G. Krainz, G. Bartlok, P. Bodner, P. Casapicola, "Development of automotive liquid hydrogen storage systems", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 49A, pp. 35-40, 2004.
- [2] W.A. Amos, "Costs of Storing and Transporting Hydrogen", NREL Report, NREL/TP-570-25106, 1998.
- [3] S.S. Han, "Hydrogen Storage & Measurement Technologies : Recent Progress and The Future", *Theories and Applications of Chem. Eng.*, Vol. 10, pp. 1112-1115, 2004.
- [4] L. Schlapbach, A. Zuttel, "Hydrogen storage materials for mobile applications", *Nature*, Vol. 414, pp. 353-358, 2001.
- [5] D.O. Berstad, J.H. Stang, P. Neksa, "Comparison criteria for large-scale hydrogen liquefaction processes", *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 34, pp. 1560-1568, 2009.
- [6] D.O. Berstad, J.H. Stang, P. Neksa, "Large-scale

hydrogen liquefier utilising mixed-refrigerant pre-cooling", *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 4512-4523, 2010.

- [7] S.Krasae-in, J.H. Stang, P. Neksa, "Development of large-scale hydrogen liquefaction processes from 1898 to 2009", *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 4524-4533, 2010.
- [8] 강병하 외 3인, "수소액화 및 저장 시스템 개발에 관한 최종보고서", 연구보고서, 1999.

저 자 소 개



고준석(高準錫)

1977년 6월 29일생, 1999년 KAIST 기계공학과 졸업, 2002년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 2008년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국기계연구원 선임연구원.



김효봉(金孝烽)

1960년 4월 10일생, 2000년 대전산업대 공대 기계공학과 졸업, 2002년 충남대 공대 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 현재 한국기계연구원 선임기술원.



염한길(염한길)

1966년 9월 3일생, 1990년 인하대 공대 항공공학과 졸업, 1992년 동 대학원 항공공학과 졸업(공학석사), 2008년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국기계연구원 책임연구원.



홍용주(洪溶柱)

1968년 3월 19일생, 1990년 고려대 공대 기계공학과 졸업, 1992년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 2010년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국기계연구원 책임연구원.



박성제(朴聖濟)

1962년 12월 13일생, 1985년 부산대 공대 기계공학과 졸업, 1988년 동대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 2004년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국기계연구원 책임연구원.



이공훈(李公勳)

1965년 11월 5일생, 1988년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1990년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 1995년 동 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국기계연구원 책임연구원.