

## 수소액화 시스템용 이중관 열교환기의 유용도 측정

최항집\*, 백종훈\*, 강병하\*, 최영돈\*\*

\* KIST 열·유동제어연구센터

\*\* 고려대 공과대학

### Effectiveness Measurement of a Double-Tube Heat Exchanger for a Hydrogen Liquefaction System

H. J. Choi\*, J. H. Baik\*, B. H. Kang\*, and Y. D. Choi\*\*

\* Thermal/Flow Control Research Center, KIST

\*\* Dept. of Mech. Eng., Korea University

#### 초 록

수소 액화시스템의 중요한 구성요소인 열교환기를 이중관 형태로 설계·제작하여 극저온 영역에서의 유용도를 실험적으로 측정하였다. 이중관 열교환기의 내관과 내·외관 사이의 환상 공간으로 수소를 공급하고, 온도와 압력, 유량을 측정하였다. 측정된 온도와 유량으로부터 유용도를 환산한 결과, 열교환면적이 증가함에 따라 열교환기의 유용도는 증가하였다. 또한 저온 수소와 고온 수소의 열용량비가 감소함에 따라 열교환기의 유용도는 증가하나 유용도의 증가폭은 감소하였다. 따라서 본 연구에서는 수소 액화시스템에 필요한 유용도를 얻기 위한 열교환기의 길이 및 열용량비의 선정 기준을 제시하였다.

#### Abstract

The effectiveness of a double-tube heat exchanger has been investigated experimentally. This problem is of particular interest in the design of the heat exchanger in a hydrogen liquefaction system. Temperature, pressure, and mass flow rate for hydrogen were measured both in inner tube and in annulus of a double-tube heat exchanger. The effectiveness could be evaluated from the measured temperature

and mass flow rate. It is found that the effectiveness increases with an increase in the heat transfer area of a double-tube heat exchanger and with a decrease of the heat capacity ratio. But the increase rate of the effectiveness decreased with a decrease of the heat capacity ratio. Therefore, it is presented that a criterion for selecting the heat exchanger length and heat capacity ratio to obtain the effectiveness required in a hydrogen liquefaction system.

### 1. 서론

화석연료의 과도한 사용으로 인한 대기오염과 지구온난화 문제를 해결하기 위한 방안의 하나로 탄화 수소계가 아닌 연료를 사용하는 시스템의 개발이 활발히 진행 중이다. 그 중 가장 대표적인 것이 수소 이용기술이다. 수소의 용도를 다양화시키기 위해서는 수소의 부피를 축소시켜 저장과 이송을 용이하게 하여야 한다. 수소의 부피를 축소시켜 저장하는 방법 중 단위질량 당 저장에너지가 가장 큰 것은 액체 수소 형태로 저장하는 것이다.<sup>[1]</sup>

수소를 액화하는 방법 중 대표적인 것으로 대형 액화시스템의 경우에 Claude 액화사이클을 이용하지만, 소형 액화시스템의 경우에는 Fig. 1과 같은 GM(Gifford-McMahon) 냉동기를 예냉기로 사용하여 기체수소를 역전온도 이하로 냉각한 후 JT(Joule-Thomson) 밸브를 통한 팽창과정으로부터 액체수소를 얻는 GM-JT 액화사이클을 이용한다. 이러한 액화사이클에서 열교환기는 시스템을 구성하는 중요한 요소가 된다. 특히 수소 액화시스템과 같은 극저온 시스템에서 열교환기는 전체 시스템의 성능 향상에 중요하게 작용한다.<sup>[2]</sup> 수소 액화를 위하여 이러한 기본 사이클을 변형한 사이클들이 개발되어 있는데, 이는 대부분 열교환기의 수와 배치에 변화를 준 것이다.<sup>[3]</sup> 따라서 수소 액화시스템을 최적화하는데 있어 그 구성요소 중의 하나인 열교환

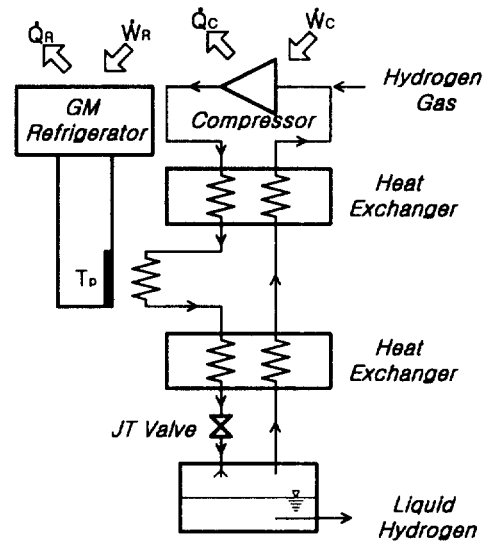


Fig. 1 Schematic diagram of GM-JT hydrogen liquefaction system.

기의 정확한 유용도를 측정하는 것은 큰 의미를 갖는다.

극저온 영역에서 열교환기에 대한 연구는 독일의 Linde가 공기의 액화에 사용하기 위해 제작한 이중관 열교환기로부터 시작되었다. 이 'Linde 열교환기(이중관 열교환기)'는 바로 뒤이어 등장한 'Hampson 열교환기(셀-튜브형 열교환기)'와 함께 코일 관형 열교환기(coiled tubular heat exchangers)의 주를 이루게 되었다.<sup>[4]</sup> Linde 열교환기는 확실한 향류(counterflow)를 만들어주는 장점이 있는 반면에 상대적으로 Hampson 열교환기에 비해 열전달이 나쁘기 때문에 대부분

의 연구가 Hampson 열교환기에 대해 이루어져 왔다. 그러나 Linde 열교환기는 Hampson 열교환기에 비해 가격이 싸고 제작하기 쉬우며 크기가 작은 장점을 가지고 있어 지금도 많은 곳에 이용되고 있다.<sup>[4]</sup>

Hampson 열교환기에 대한 연구를 살펴보면, Eckert<sup>[5]</sup>는 Hampson 열교환기의 셀층 막(film) 열전달계수와 압력강하를 계산하여 관계식을 제시하였고, Schmidt<sup>[6]</sup>은 관층에 생기는 이차유동(secondary flow) 효과에 의한 열전달계수의 향상을 실험식으로 제시하였다. 수소기체를 사용한 실험으로서 Geist와 Lashmet<sup>[7]</sup>은 JT 팽창을 포함하고 있는 Hampson형의 열교환기의 냉동성능을 수소를 사용해 측정하였다. Meier<sup>[8]</sup>은 para-ortho 수소 변환을 고려한 Hampson형의 열교환기 실험을 통해, 촉매를 담고 있는 열교환기의 성능을 예측할 수 있는 관계식을 제시하였다.

Linde 열교환기에 대한 연구는 극저온이 아닌 영역에서 많이 이루어졌는데, Heshizume<sup>[9]</sup>은 R-22를 사용하여 응축기나 증발기로 사용되는 수평 이중관식 열교환기의 열전달계수를 구하는 실험을 하였으며, Janes와 Bellotty<sup>[10]</sup>는 이중관 열교환기의 온도와 압력분포를 유한차분법을 사용하여 일차원적으로 해석하였다. 또한 한창섭<sup>[11]</sup>은 이중관 열교환기에서 정상상태와 과도상태에서의 열전달을 유한차분법으로 해석하였다. 그러나 상기의 연구결과는 극저온 영역에서 이용되어야 하는 수소 액화시스템용 열교환기의 설계에 적용하기에는 한계가 있었다.

수소액화시스템의 설계 및 제작을 위해서는 열교환기의 유용도를 정확하게 예측하는 것이 필요한데, 일반적인 열교환기에 대한 상관식으로부터 극저온용 열교환기의 성능을 예측하는 것은 많은 오차를 야기시킨다. 이것은 극저온 영역에서는 물성이 일반 영

역에서와 많이 차이가 나기 때문이다. 또한 상온에서는 무시될 수 있을 정도의 복사열이 극저온에서는 중요하게 나타나고, 열교환기를 구성하고 있는 고체의 열전도 손실도 크게 증가하여 열교환기의 유용도에 큰 영향을 미친다. 또한 모든 액체와 고체의 비열도 극저온 영역에서는 크게 감소하게 된다. 따라서 본 연구에서는 이중관 열교환기의 유용도를 극저온 영역에서 실험을 통해 측정함으로써 수소 액화시스템을 최적화시키기 위한 열교환기의 효율적인 설계 자료를 얻고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 2는 실험장치의 개략도로서 시험부에 설치된 이중관 열교환기와 실험조건을 맞추기 위한 3개의 항온조, 그리고 온도, 압력, 유량을 측정하기 위한 측정장치 등으로 구성되어 있다. 시험부의 이중관 열교환기는 Fig. 3과 같이 내관(1/8" 동관)으로 고온·고압의 수소가 유입되고, 내관과 외관(1/4" 동관) 사이의 환상 공간으로는 저온·저압의 수소가 유입되는 이중관 열교환기로서, 공간상 제약 때문에 두 동심 원관을 나선코일형으로 감았다. 유동의 방향은 병류(parallel flow)보다는 높은 유용도를 얻을 수 있는 향류(counterflow)를 적용하였다. 열교환기 전체 길이는 20m로서 입·출구와 매 5m마다 내관과 외관의 온도를 측정할 수 있도록 10개의 T-type 열전대를 삽입하였다. 또한 상온의 외기로부터의 복사 열유입을 줄이기 위하여 열교환기 표면에 다층단열재(Multilayer Insulation, MLI)를 부착하여 단열시켰다. 상온과 저온 사이의 큰 온도차에 의한 대류와 전도에 의한 열유입

을 극소화하기 위하여 진공조를 제작하고, 열교환기를 진공조 안에 장착함으로써 외기로부터의 열유입을 최소화하였다. 열전대는 격벽형 커넥터(feedthru connector)를 통해 진공조 밖의 데이터 획득장치(data acquisition system)와 연결된다.

시험부 밖에 설치된 항온조는 일정 온도 조건을 만들기 위해 설치하였다. 액체질소 용기 안의 열교환기는 상온의 수소를 액체질소 온도로 낮춰줌으로써 저온측 입구조건을 만들어주고, 두 수조(water bath) 안의 열교환기는 수소의 정확한 유량을 측정하기 위한 상온 조건을 만들어준다. 수소기체는 온도 변화에 따른 밀도 변화가 크기 때문에, 열교환을 통해 유량계 입구온도를 상온으로 일정하게 유지시켜주어야 정확한 유량을 측정할 수 있다.

열교환기 각각의 입·출구에는 압력을 측정하기 위한 압력계를 설치하였고, 유량을 측정하기 위한 질량유량계(mass flow meter)를 설치하였다. 또한 시스템이 냉각되어 주위보다 압력이 낮아질 때 대기가 역류되는 것을 방지하기 위하여 체크밸브(check valve)를 설치하였다.

## 2.2 실험방법

이중관 열교환기의 유용도를 측정하기 위하여 고온·고압의 수소기체와 저온·저압의 수소기체를 열교환시켜 최종적인 정상상태 온도 분포를 얻어야 한다. 이 때 정상상태 온도 분포를 얻기 위해서는 실험 장치를 구성한 후 본 실험을 시작하기에 앞서 이중관 열교환기를 적당히 예냉(precooling)시켜 주어야 한다. 이러한 예냉의 과정 없이 본 실험을 한다면 고체인 이중관 열교환기와 기체 수소의 열용량(heat capacity)의 차로 인하여 아주 오랜 냉각시간(cool-down time)을 필요로 하게 된다. 실제 시험 결과

유량에 따라 다소 차이는 있겠으나 5m의 열교환기를 사용한 경우, 정상상태 온도 분포에 도달하는 데에도 2시간 정도의 시간이 필요하였다.

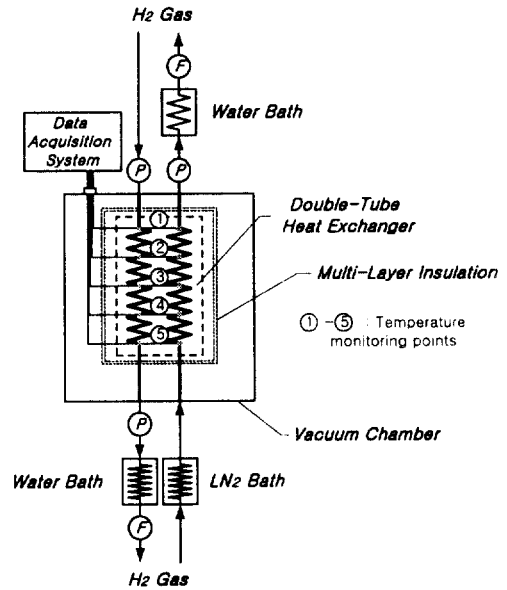


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

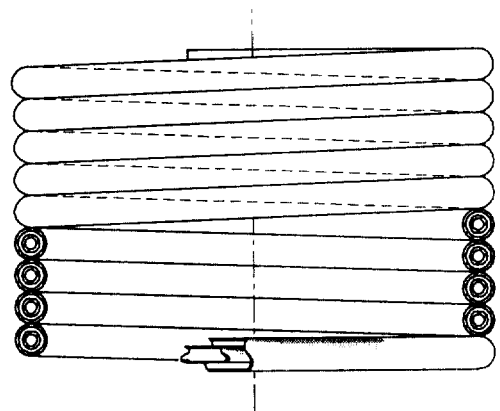


Fig. 3 Helically coiled double-tube heat exchanger.

예냉의 방법으로는 액체질소를 열교환기 내부로 통과시킴으로써 빠른 시간에 예냉하는 방법이 있겠으나, 이 경우 미량의 액체질소가 열교환기 내에 잔존하게 되어 본 실험시 액체질소의 증발 잠열에 의한 효과가 나타나 정확한 실험이 어렵게 된다. 따라서 본 연구에서는 액체질소 예냉법 대신, 고온의 수소의 유동은 없이 저온의 수소기체만을 흘려주어 열교환기를 예냉하는 방법을 채택하였다. 이 경우 액체질소 예냉법에 비해 오랜 시간이 걸리지만, 예냉 과정이 본 실험의 결과에 미치는 영향은 제거할 수 있다.

예냉과정은 이중관 열교환기 각 지점의 온도분포가 어느 정도 선형분포를 이룰 때까지 수행하였다. 본 실험은 예냉이 이루어진 후, 저온의 수소는 예냉할 때의 상태 그대로 두고 고온의 수소를 공급함으로써 시작된다. 그리고 열교환기의 각 지점의 온도가 정상상태에 도달할 때까지 실험을 수행하였다. 또한 고온측 수소와 저온측 수소의 열용량비에 따른 정상상태의 온도분포 및 유용도의 영향을 살펴보기 위하여 유량을 변화시켜가며 실험을 반복하였다. 고온측 수소의 유량을 최대열용량(maximum heat capacity)으로 하여 특정값으로 고정시키고, 저온측 수소의 유량을 최소열용량(minimum heat capacity)으로 하여 저온측 수소와 고온측 수소의 열용량비( $C_c/C_h$ ), 즉 최소열용량과 최대열용량의 비( $C_{min}/C_{max}$ )가 1.0, 0.8, 0.6이 되도록 변화시켜 실험을 반복하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

이중관 열교환기의 내관으로 고온·고압의 수소기체가 통과하고, 내관과 외관 사이의 환상공간으로 내관의 유동 방향과 반대 방향으로 저온·저압의 수소기체가 통과하는 향류 이중관 열교환기에 대한 유용도를

측정하였다.

예냉 온도로부터 정상상태에 도달하기까지 시간에 따른 이중관 열교환기 각 지점의 온도 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 편의상 고온 입구부분(저온 출구부분)을 1지점으로 하여 고온 출구부분(저온 입구부분)까지 차례로 5지점을 측정하였다. 예냉할 때와 동일한 저온측 조건에 고온측 유동이 추가되었으므로, 저온측 지점의 온도는 전반적으로 예냉 온도로부터 점점 증가하여 정상상태에 도달하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5는 정상상태가 되었을 때의 온도분포를 나타낸 것으로 열교환기의 입구와 출구 부근에서의 온도변화가 열교환기 내부의 온도 변화에 비해 심한 것을 볼 수 있다. 즉 1과 2지점, 4와 5지점의 온도차가 2와 3지점, 3과 4지점의 온도차보다 크다. 이것은 축방향 열전도(axial heat conduction)의 영향 때문으로 판단된다.<sup>[12]</sup> 축방향 열전도는 상온에서 작동하는 일반적인 열교환기를 설계할 때 대체로 무시할 수 있었던 효과였다. 그러나 극저온에서는 외부와의 온도 차이가 크므로 열교환기의 재료로 동관을 사용하면 동관의 축방향으로의 열유입이 크게 나타난다.

정상상태에 도달하기까지의 에너지평형을 Fig. 6에 나타내었다. 실험 초기에도 두 유체의 열량의 차이가 크지 않은 것은 예냉이 충분히 이루어진 후 실험하였기 때문이다. 정상상태에 도달하였을 때 두 유체 사이에는 3.2W의 열량차가 난다. 이는 외부로부터의 열유입의 영향 때문으로,<sup>[13]</sup> 전체 열전달량의 5.6% 정도에 불과하여 실험결과에 큰 영향을 미치지 않는다.

Fig. 7은 이중관 열교환기의 길이에 따른 유용도를 시간에 대해 표시한 것이다. 시간이 지남에 따라 전체 시스템이 정상상태에 도달하면서 열교환기의 유용도도 일정해지고 있다. 열교환기의 단면이 일정하기 때문

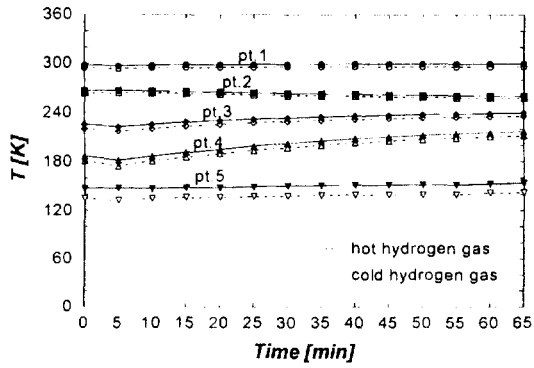


Fig. 4 Transient temperature variation at five monitoring points of the heat exchanger.

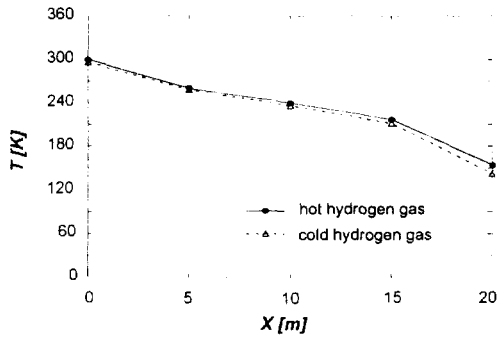


Fig. 5 Temperature distribution of H<sub>2</sub> gas in a double-tube heat exchanger at steady state.

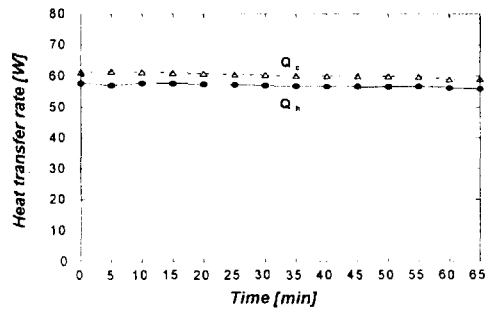


Fig. 6 Energy balance between hot and cold fluid.

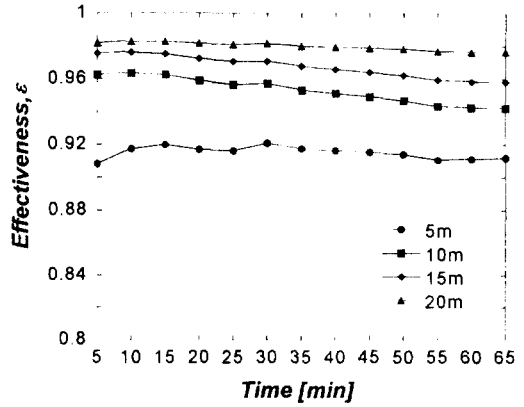


Fig. 7 Transient variation of effectiveness of the heat exchanger.

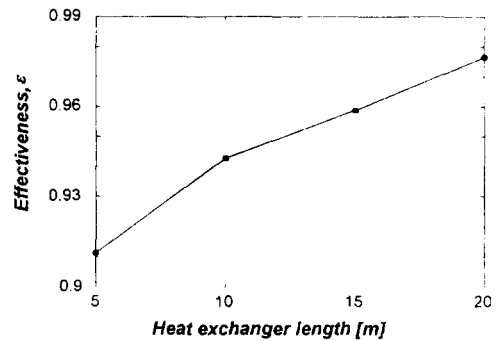


Fig. 8 Effect of a heat exchanger length on effectiveness of a heat exchanger at steady state.

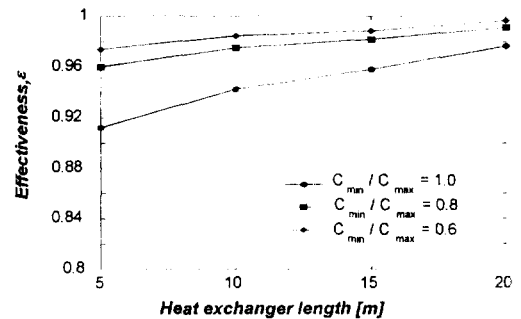


Fig. 9 The effects of heat exchanger length on effectiveness of heat exchanger for various heat capacity ratios.

에, 열교환기의 길이는 열교환면적으로 생각할 수 있다. 열교환기의 길이가 길어짐에 따라 유용도는 증가하는 것을 알 수 있다. 이것을 좀 더 자세히 살펴보기 위하여 Fig. 8에 정상상태에서의 열교환기의 유용도를 열교환기의 길이에 대해 표시하였다.

Fig. 9는 여러 열용량비에 따른 열교환기의 유용도를 열교환기의 길이에 대해 표시한 것이다. 최소열용량과 최대열용량의 비가 감소할수록 유용도는 증가하고, 반면에 유용도의 증가폭은 감소하는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 특정 열용량비에 대해 원하는 유용도를 얻기 위한 수소 액화시스템용 이중관 열교환기의 길이를 예측할 수 있다. 즉 수소 액화시스템용 열교환기에 보통 요구되는 0.95의 유용도를 얻기 위해서는, 열용량비가 1.0인 경우에는 13m정도의 길이가 요구되지만 열용량비가 0.8이하인 경우는 5m 길이만으로도 원하는 0.95의 유용도를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 수소 액화시스템에 사용되는 열교환기는 주로 시스템에 공급되는 고온의 수소와 액화되지 않고 시스템으로 회수되는 저온의 수소와의 열교환에 의해 고온의 수소를 냉각시키는 역할을 한다. 그러므로 수소 액화시스템에서 열용량비는 수소의 액화량에 의해 결정되고, 수소의 액화량은 열교환기의 성능, 즉 유용도에 의해 결정된다. 따라서 수소 액화시스템을 구성할 때 미리 계산된 열교환기의 유용도로부터 열용량비가 정해지고, Fig. 9를 통해 열교환기의 길이를 구하여 열교환기를 설계할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 수소 액화시스템의 중요한 구성요소 중 하나인 열교환기를 이중관 형태로 설계·제작하여 극저온 영역에서의 유

용도를 실험적으로 측정하였다.

수소를 이용한 이중관 열교환기의 극저온 영역에서의 실험에서 예냉을 하지 않을 경우 유량에 따라 다소 차이는 있지만 전반적으로 cool-down 시간이 길었다. 따라서 수소 기체 상호간 열교환을 하게 되는 수소 액화용 열교환기의 경우 cool-down 시간을 줄이기 위하여 예냉과정이 필요하다. 이중관 열교환기의 유용도를 측정된 결과, 열교환면적이 증가함에 따라 열교환기의 유용도는 증가하나 유용도의 증가폭은 감소하였다. 또한 저온 수소와 고온 수소의 열용량비가 감소할수록 열교환기의 유용도는 증가하나 유용도의 증가폭은 줄어들었다. 최종적으로 수소 액화시스템에 필요한 열교환기의 유용도를 얻기 위한 열교환기의 길이 및 열용량비의 선정 기준을 제시하였다. 그리고 수소 액화시스템과 같은 저온 영역에서 사용되는 열교환기는 축방향 열전도도가 열교환기의 유용도에 중요하게 작용하므로 축방향 열전도를 줄이는 노력이 필요하다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부 대체에너지 개발사업계획의 일환으로 수행된 결과이며, 상기 기관의 연구비 지원에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- [1] J. A. Barclay, "Cryofuels, Now and In The Future," Adv. Cryo. Eng. Vol. 41, pp. 1015-1031, 1996.
- [2] J. M. Robertson, "Heat Exchange Equipment for The Cryogenic Process Industry," Heat Exchangers: Theory and Design. Hemisphere Publishing Co., 469-463, 1981.

- [3] R. F. Barron, *Cryogenic Systems*, 2nd ed., Oxford University Press, New York, 1985.
- [4] E. E. Abadzic, H. W. Scholz, "Coiled Tubular Heat Exchangers," *Adv. Cryog. Eng.* V.18, pp. 42-51, 1973.
- [5] E. R. G. Eckert, "Heat and Mass Transfer," McGraw-Hill, New York, 1963.
- [6] E. F. Schmidt, Ph.D. Dissertation, T. H. Braunschweig, Germany, 1965.
- [7] J. M. Geist, P. K. Lashmet, "Compact Joule-Thomson Refrigeration Systems 15-60K," *Adv. Cryog. Eng.* V.6, pp. 73-81, 1961.
- [8] R. N. Meier, J. R. Marple, C. J. Lee, "A Miniature Heat Exchanger for Simultaneous Para-Orthohydrogen Conversion and Heat Transfer," *Adv. Cryog. Eng.* V.14, pp. 185-193, 1968.
- [9] Kenichi Hashizume, "Local Two-Phase Flow Heat Transfer in Double-Tube Heat Exchangers," *Heat Exchangers: Theory and Design*. Hemisphere Publishing Co., pp. 95-106, 1981.
- [10] J. J. Bellotty, "A Numerical Design for A Concentric Heat Exchanger," Master Thesis, Washington State University, 1978.
- [11] 한창섭, "이중관식 열교환기의 비정상 열전달해석," 대한기계학회 1989년도 춘계학술대회 초록집(II), pp. 348-353, 1989.
- [12] P. G. Kroeger, "Performance Deterioration in High Effectiveness Heat Exchangers due to Axial Heat Conduction Effects," *Adv. Cryog. Eng.* V.12, pp. 363-372, 1967.
- [13] R. F. Barron, "Effect of Heat Transfer From Ambient on Cryogenic Heat Exchanger Performance," *Adv. Cryog. Eng.* V.29, pp. 265-272, 1984.