

LNG 냉열활용을 위한 초저온 열교환시스템의 축소모형에서 증발 열전달 특성

남 상 철 · 이 상 천* · 이 용 원** · 손 영 순**

영남대학교 대학원 기계공학과
*영남대학교 공과대학 기계공학부,
**한국가스공사 연구개발원

(1998년 11월 18일 접수, 1998년 12월 22일 채택)

Characteristics of Evaporation Heat Transfer in a Small-Scale Cryogenic Heat Exchange System for the Utilization of LNG Cold Energy

S. C. Nam · S. C. Lee* · Y. W. Lee** · Y. S. Sohn**

**Dept. of Mechanical Eng., Young Nam University*

***R&D Center, Korea Gas Corporation, 277-1 Il Dong, Ansan, 425-150*

(Received 18 November 1998; Accepted 22 December 1998)

요 약

본 연구는 LNG 냉열활용을 위해 초저온 열교환시스템을 제작하고 액화질소와 에틸렌-글리콜 수용액을 작동유체로 사용하여 증발 열전달 특성실험을 수행하였다. 초저온 열교환기는 2중관식 열교환기이며, 내부관 지름이 8, 15 mm이며 길이는 6m이다. wire-coil inserts를 사용하여 열전달촉진 성능평가를 수행하였다. 액화질소와 에틸렌-글리콜 수용액의 출입구 온도, 벽면온도, 유량, 압력을 측정하였고, 이를 증발 열전달계수와 누셀트수를 계산하는데 사용하였다. 열전달상관식을 누셀트수, 프란틀수와 등가레이놀즈수의 멱법칙관계로 제안하였고, 그 결과 열전달촉진관이 평활관보다 2.5 ~ 5.5배정도 열전달이 증가되었다. 이 상관식을 이용하여 LNG 냉열이용을 위한 초저온 2중관 열교환기를 설계하였고, 그 결과로 제시하였다.

Abstract - The characteristics of evaporation heat transfer for the utilization of LNG cold energy was investigated experimentally using liquified nitrogen and a solution of ethylene-glycol and water under horizontal two-phase conditions in the small-scale equipment of a cryogenic heat exchange system. The inner tubes in the double pipe heat exchanger with 8 mm and 15 mm inner diameter and 6 m length were adopted as a smooth test tubes and enhanced tubes by means of wire-coil inserts. Heat transfer coefficients and Nusselt number for the test tube were calculated from measurements of temperatures, flowrates and pressures. The correlations in a power-law relationship of the Nusselt number, the Reynolds number and Prandtl number for heat transfer were proposed which can be available for design of cryogenic heat exchangers. The correlations showed heat transfer coefficients for the wire-coil inserts were much higher than those for the smooth tubes, increased by more than 2.5 ~ 5.5 times depending upon the equivalent Reynolds number.

Form and length of cryogenic double pipe heat exchanger were proposed for applicable to the utilization of LNG cold energy.

Key words : Cryogenic Heat Exchange System, Cold Energy, Wire-Coil Inserts

1. 서론

초저온 열교환시스템에서 초저온 상태를 만들거나 유지하기 위해서는 고가의 장치나 냉동기가 필요하고, 이들을 운전하기 위해서는 막대한 전력과 경비가 소요된다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 최근 일본 등 선진국에서는 액화천연가스 (Liquified Natural Gas, LNG) 냉열을 이용하여 초저온 상태를 만드는 기술개발이 활발하게 진행되고 있다. 현재 LNG 냉열은 저온발전과 액화산소, 액화질소 및 액화알곤의 제조를 위한 공기분리공정, 드라이아이스 제조, 냉동식품의 냉동저장, 냉동창고의 냉각 및 환경오염물의 고형화 등에 이용되고 있다.^(1,2)

초저온 열교환시스템에 사용되는 열교환기는 기존의 열교환기와 달리 해결해야 할 몇 가지 문제점들이 있다. 먼저, 시스템 설계를 위한 LNG 기화용 열교환기에 대한 증발 열전달 및 압력강하 특성을 규명하여야 하며, 초저온상태에서 시스템의 적절한 운전을 위해 LNG와 가열유체와의 극심한 온도차에 의해 발생할 수 있는 열응력 문제, 열교환시스템이 비상운전시 발생할 수 있는 열교환기 내부의 결빙을 방지, 순환 가열유체의 온도 및 유량제어 문제 등 이와 같은 문제점들을 해결하기 위해서는 초저온 열교환시스템에 대한 체계적이며 종합적인 연구가 이루어져야 한다. 한편, 국내에서는 초저온유체 및 초저온 열교환시스템에 관한 연구가 거의 전무한 상태이며, 기본 설계자료도 확보되어 있지 않는 실정이다. 특히 열교환기 설계에 필요한 초저온 유체에 대한 열전달계수 및 압력강하 상관식이 개발되어 있지 않은 상태이며, 열교환기의 크기를 감소시키고 경제적인 운전을 위한 열전달촉진을 위한 기술도 취약한 형편이다. 따라서 LNG 냉열이용을 위한 초저온 열교환시스템을 실용화하기 위하여 가장 핵심부분인 초저온 열교환기의 기종선택, 설계 자료 및 기술 확보, 제작 및 운전기술의 확립 그리고 현장 적용성에 관한 검토가 필요하다.

본 연구는 LNG 냉열이용을 위한 실제규모의 초저온 열교환시스템에 사용되는 2중관식 열교환기를 축소·제작하고, 이 실험장치를 통하여 초저온 유체의 증발열전달 및 운전특성을 규명하였다.

또 현재 개발된 열전달촉진기술 중에 Wire-Coil inserts를 초저온유체에 적용하여 열전달 특성을 파악하였다. 이 실험자료들을 바탕으로 LNG 냉열이용을 위한 실제규모의 초저온 열교환시스템에 사용되는 초저온 2중관식 열교환기의 구조와 크기를 제시하였고, 초저온 열교환시스템에서 사용할 수 있는 2차순환 냉매체도 언급하였다.

2. 초저온 열교환시스템

LNG 냉열이용을 위한 실제 초저온 열교환시스템의 개략도가 Fig.1에 나타나 있다. 이 시스템은 LNG저장탱크, LNG공급관, 냉매체 저장탱크, 초저온유체용 펌프, 2중관 열교환기와 NG (Natural Gas) 가열기로 구성된다.

LNG는 약 -160°C 에서 -170°C 정도에서 기화되고, 증발잠열과 현열을 포함하여 약 200 kcal의 막대한 냉열에너지가 발생한다. 현재 LNG를 기화시키기 위한 열원으로 해수를 많이 사용하고 있는데, 현재 해수는 LNG와 열교환을 이룬 후에 많은 냉열에너지를 함유한 채 외부로 방출시키고 있다. 이렇게 외부로 방출되는 냉열에너지를 회수하기 위해 초저온 열교환기가 사용된다. 즉, LNG 냉열이용 초저온 열교환시스템은 LNG를 NG로 기화시키기 위해 초저온 2중관식 열교환기를 사용하고, 열원으로 사용되었던 2차순환 냉매체는 LNG와 열교환을 이룬 후 약 -55°C 정도의 저온상태로 된다. 이렇게 냉열에너지를 함유한 냉매를 저장탱크에 저장하고, 냉열에너지가 필요한 냉동창고, 아이스링크 등과 같이 저온의 냉매체를 필요한 현장에 이용하고자 하는 것이 LNG 냉열이용 열교환시스템의 기본적인 개념이다. 이때 LNG 냉열을 활용하기 위한 초저온 열교환시스템에서 기화된 NG(Natural Gas)의 처리가 필수적인데, 이는 자체소요 연료로 사용하거나 승압시켜서 주 송출관으로 재 공급시킴으로서 해결할 수 있다. 한편, 냉동창고는 유체온도가 약 -50°C 정도의 냉매가 사용되고, 아이스링크는 약 -15°C 정도의 냉매가 사용되며, 아이스링크를 운영하는데 약 639.5 (kW) 정도의 냉동부하가 필요하다.

이와 같이 외부로 버려지는 LNG 냉열을 이용하면 첫째, 저온상태를 만들기 위해 대형냉동기, 응축기와 냉각탑과 같은 부대설비에 대한 경비

를 절감할 수 있고, 부대시설로 인해 발생하는 소음·진동을 방지할 수 있으며, 부대시설에 사용되는 공간을 줄일 수 있다. 둘째, 저온상태를 유지하기 위한 전력소비를 절감할 수 있다. 셋째, 장기간 사용에도 냉동능력저하현상이 발생하지 않는다. 하지만 LNG 냉열을 활용하기 위해서는 냉열이용단지의 위치가 LNG인수기지 주변에 국한되어야 하는 단점이 있다.

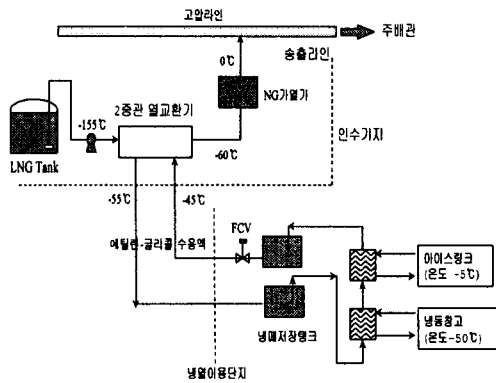


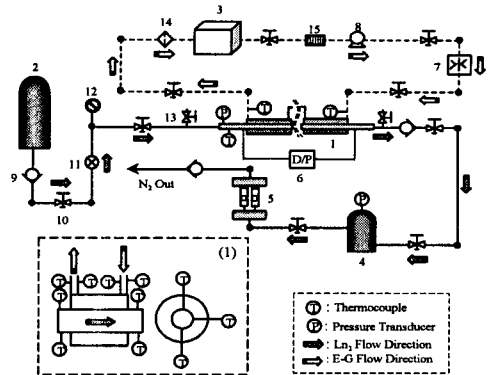
Fig. 1. Schematic diagram of cryogenic heat exchange system in the field

3. 실험

3.1. 실험장치

LNG 냉열이용을 위한 초저온 열교환시스템에서 가장 중요한 장치는 초저온 열교환기로, 주로 2중관식 열교환기(Double Pipe Heat Exchanger)와 BEU형 원통다관형 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger)가 사용된다. 본 연구에서는 LNG에 대한 폭발성과 가연성에 따른 위험성 때문에 열역학적 물성치가 유사하고 상대적으로 안전한 액화질소를 작동유체로 사용하였고, 구조가 간단하고 작동온도와 압력범위가 광범위하며, 제작 및 유지보수가 용이한 2중관식 열교환기를 사용하여 증발 열전달 특성 실험을 수행하였다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 실제 규모의 축소모형 초저온 열교환시스템의 개략도이다.

실험장치는 2중관식 열교환기, 액화질소공급장치, 에틸렌-글리콜 수용액 순환장치, 액화질소가열부, 안전장치, 그리고 실험자료처리부로 구성하였다.



1. Test Tube	8. Pump
2. Lr2 Tank	9. Check Valve
3. E-G Tank & Heater	10. Control Valve
4. N ₂ Surge Tank	11. Regulator
5. Rotameter	12. Safety Valve
6. Differential Pressure Transducer	13. Ball Valve (Vent)
7. Orifice Flowmeter	14. Strainer
	15. Filter

Fig. 2. Schematic diagram of cryogenic heat exchanger system.

2중관식 열교환기는 실제 LNG공급관의 직경이 200 mm 내외인 점을 고려하여, 1/10로 축소한 20 mm를 기준해서 내경이 8 mm와 15 mm에 대해 증발 열전달 특성실험을 수행하였다. 열응력 발생을 방지하기 위해 일반적으로 초저온에 많이 사용되는 재질인 스테인레스판을 사용하였다. 다른 자세한 재원은 Table 1에 나타났다. 그리고 열전달촉진체에 대한 열전달촉진 효과를 평가하기 위해 Wire-Coil inserts를 삽입하였으며, Wire Coil Inserts의 기하학적 형상 및 치수는 Fig. 3에 자세히 나타났다.

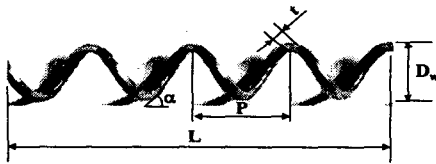
액화질소공급장치는 액화질소저장탱크, 기화기, 안전밸브, 압력조정기, 유량조절밸브로 구성되었다. 액화질소는 저장탱크와 2중관식 열교환기 내부관의 압력차에 의해 유입되는데, 저장탱크의 압력은 저장탱크에 부착된 기화기에 의해 약 0.3 ~ 0.5 MPa상태로 조절하였고, 압력조정기를 통해 일정한 압력상태로 공급하였다. 그리고 미세한 유량조절을 위해 유량조절밸브를 사용하였으며, 열교환기를 통과한 질소가스는 응축의 난이성 때문에 대기로 방출하는 개방형 시스템으로 이루어져 있다.

에틸렌-글리콜 수용액 공급장치는 에틸렌-글리콜 수용액을 열교환기에 일정한 온도로 공급하기 위한 장치로 전기보일러, 원심펌프, 유량조절밸브로 구성하였다. 에틸렌-글리콜 수용액

은 2중관식 열교환기의 외부관으로 유입되어 액화질소와 열교환을 이룬 후에 $-45\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 의 저온상태가 되는데, 일반적으로 에틸렌-글리콜 수용액은 빙점이 낮기 때문에 부동액으로 많이 사용되고, 특히 본 실험에서는 빙점이 낮은 조건인 물과 에틸렌-글리콜의 혼합비가 체적비율로 50%를 택하였다. 그리고, 에틸렌-글리콜 수용액에 대한 열역학적 물성치들은 ASRAE Handbook⁽³⁾에 제시된 자료를 사용하였다.

Table 1. Geometries of double-pipe heat exchanger

Contents		Material	I.D. (mm)	O.D. (mm)	Length (mm)
Tube 1	Inner tube	SUS 316	8	14	500
	Outer tube	SUS 316	20	27	500
Tube 2	Inner tube	SUS 316	15	20	500
	Outer tube	SUS 316	30	34	500



	Wire-Coil inserts					
	D _i (mm)	D _w (mm)	t(mm)	P(mm)	L(m)	$\alpha(^{\circ})$
Tube 1	8.0	7.5	2.0	21.0	4.7	50
Tube 2	15.0	14.0	2.0	39.5	4.7	50

Fig. 3. Geometries of wire-coil inserts.

온도는 구리-콘스탄탄 열전대를 사용하였고, 액화질소 입·출구온도, 열교환기 벽면온도, 에틸렌-글리콜 수용액 입·출구온도를 측정하기 위해 동일한 지점에 3개의 열전대를 원주방향으로 설치하였다. 온도측정에 대한 불확실성(Uncertainty)은 $\pm 0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 이다. 액화질소의 유량은 가열유체에 의해 기화된 질소를 액화질소가 열부에서 과포화기체상태로 만든 후 로타미터로 질소가스의 체적유량을 측정하였고, 동시에 로타미터 입구에서 질소의 온도와 압력을 측정하여 유입된 액화질소의 질량유량을 계산하였다.

에틸렌-글리콜 수용액의 유량은 오리피스 유량계(Orifice Flowmeter)를 사용하여 측정하였다. 액화질소와 에틸렌-글리콜 수용액의 유량측정에 대한 불확실성은 각각 $\pm 2\%$, $\pm 1\%$ 이다.

실험자료획득장치는 Data Logger와 개인용 컴퓨터로 구성되어 있으며 Data Logger는 Fluke사의 NetDAQ 2640A로 최대 입력단자는 100채널이고, 100 Hz의 표본회수(Sampling Frequency)와 $\pm 10\text{ Volts}$ 의 입력범위를 가진다. 또, 노이즈의 제거와 입력전압의 증폭을 위해 필터와 앰프가 내장되어있다. 개인용 컴퓨터는 Data Logger에서 획득한 실험자료를 자체적으로 개발한 소프트웨어를 사용하여 증발 열전달계수를 계산하고 저장하는데 사용하였다.

한편, 본 실험에 사용한 계측장비들은 보정실험을 실시한 후 사용하였다.

3.2. 실험방법 및 실험자료 해석

본 연구는 LNG 냉열이용을 위한 초저온 열교환시스템에 사용할 수 있는 2중관식 열교환시스템을 제작하고, 초저온 유체에 대한 증발 열전달 특성을 평가하기 위해, 액화질소를 액체상태로 2중관식 열교환기 내부관 입구로 유입하여, 외부관의 에틸렌-글리콜 수용액과 상호 열교환을 이룬 후에 액체와 기체상태가 혼합된 포화상태 또는 과포화기체상태로 시험부를 빠져나가도록 시스템을 구성하였다. 실험에서 주요 측정인자는 고온 및 저온측 유체의 유량 및 출입구온도, 관벽면온도, 시스템내 액화질소 증발부의 온도, 압력 등이며, 이들 측정인자들은 열·수력학적 정상상태에 도달한 이후에 충분한 시간을 준 후 측정하였다. 본 실험에서는 두 유체간의 큰 온도차에 의해 상호 열교환이 빨리 진행되어, 약 1시간 ~ 2시간 정도 경과한 후에 압력과 온도가 안정되는 것을 확인할 수 있었다. 이와 같은 방법으로 획득한 온도, 압력 그리고 유량은 에너지 평형식(Energy Balance Equation)을 이용하여 $\pm 7\%$ 범위를 만족하는 실험자료만을 선별하여 열전달계수를 구하는데 사용하였다. 액화질소와 에틸렌-글리콜 수용액이 상호간의 열교환량은 식 (1)과 (2)에 나타났다.

$$Q_L = m_L \cdot (i_o - i_i) \quad (1)$$

$$Q_e = m_e \cdot C_{p_e} \cdot (T_i - T_o) \quad (2)$$

여기서 Q_L 은 액화질소가 에틸렌-글리콜 수용액으로부터 얻은 열량이며, m_L 은 액화질소의 질량 유량이며, i_i 와 i_o 는 액화질소의 입·출구 엔탈피이다. 그리고, Q_e 는 에틸렌-글리콜 수용액이 잃

은 열량이며, m_e 는 에틸렌-글리콜 수용액의 질량유량, $C_{p,e}$ 는 에틸렌-글리콜 수용액의 비열, T_i 와 T_o 는 에틸렌-글리콜 수용액의 입·출구 온도를 나타낸다.

2중관식 열교환기의 내부와 외부의 열전달계수⁽⁴⁾는 식 (3)과 (4)를 이용하여 구하였다.

$$h_i = \left[\frac{\pi D_i \Delta L (T_w - T_s)}{Q_L} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \right]^{-1} \quad (3)$$

$$h_o = \frac{Q_e}{\pi D_o \Delta L (T_e - T_w)} \quad (4)$$

여기서, ΔL 은 세부구간의 길이, T_s 는 액화질소의 포화온도, T_w 는 각 시험부에 부착한 열전대에서 측정된 내부관의 외부벽면 온도이다. D_i 와 D_o 는 내부관의 내·외경, k_w 는 관의 열전도율이다.

본 연구에 사용한 초저온 유체의 등가 레이놀즈수(Equivalent Reynolds Number, Re_E)는 Cavallini-Zechin⁽⁵⁾이 제안한 식을 사용하였으며, 식 (5) ~ (7)과 같이 정의된다.

$$Re_E = Re_v \left[\frac{\mu_v}{\mu_L} \right] \left[\frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{-0.5} + Re_L \quad (5)$$

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot D_i}{\mu_v} \quad (6)$$

$$Re_L = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot D_i}{\mu_L} \quad (7)$$

여기서, 아래첨자 v 와 L 은 기체와 액체 상태를 의미하며, G 는 질량유량, x 는 건도를 나타낸다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 2중관식 열교환기에서 내부관 내경이 8 mm, 15 mm인 평활관과 Wire-coil inserts를 내부관에 삽입한 열전달촉진관에 대해 열전달 특성 실험을 수행하였다. 실험범위는 액화질소의 경우에 등가 레이놀즈수가 10,000 ~ 400,000 이고, 에틸렌-글리콜 수용액의 경우 200 ~ 1,000이다.

4.1. 열전달 특성

Fig. 4는 평활관과 열전달촉진관에 대한 증발

열전달계수를 등가 레이놀즈수에 대하여 나타낸 그림이다. 관직경은 클수록 열전달이 향상되었으며, 열전달촉진관이 평활관보다 예상한 대로 열전달이 더 효과적으로 이루어졌다. 이는 관내부에 삽입된 Wire-Coil Inserts가 관내부 벽면의 거칠기를 증가시키는 역할을 하였고, 또 선회유동이 발생되어 열계층을 잘 혼합해 주는 역할을 하여 상호간의 열전달을 촉진시켰기 때문이다.

Fig. 5는 평활관과 Wire-Coil Inserts를 사용한 열전달촉진관에 대한 누셀트수를 나타낸 그림이다. 평활관과 열전달촉진관에 대한 누셀트수는 등가 레이놀즈수에 선형적으로 비례하는 것으로 나타났다. Wire-Coil Inserts를 이용한 열전달촉진관은 직경의 변화에 따른 색다른 열전달특성은 발견되지 않았으나, 평활관에 비해 250 ~ 550 (%)정도 열전달이 향상되는 것으로 나타났다.

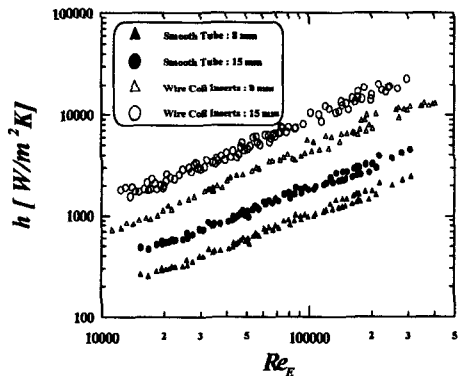


Fig. 4. Heat transfer coefficients with respect to Re_E for inner tube

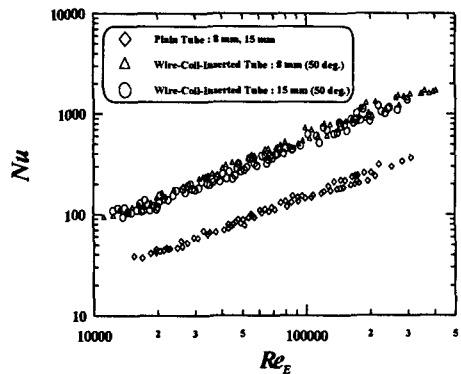


Fig. 5. Variation of Nu with Re_E for the smooth tubes and the wire-coil-inserted tubes

Fig. 6은 내부관 직경에 따른 외부관측 에틸렌-글리콜 수용액의 레이놀즈수에 대한 누셀트 수를 나타낸 결과이다. 누셀트수는 레이놀즈수 범위가 층류영역인 관계로 레이놀즈수에 대해 일정한 값을 나타냈고, 열전달 촉진관에 대해서는 내부관 내경에 따라서 1.5 ~ 2.0배정도 증가하는 경향을 보였다. 이는 Wire-Coil Inserts에 의해 관내부에서 액화질소의 증발이 촉진되었으며, 이때 시험부내 증발잠열의 증가로 인해 총냉열량이 증가되어 외부관의 에틸렌-글리콜 수용액과 상호 열전달이 촉진된 것이다.

Fig. 7은 등가 레이놀즈수에 대한 누셀트수와 프란틀수로 열전달특성을 나타낸 그림으로, 누셀트수는 프란틀수와 등가 레이놀즈수에 선형적으로 증가하였다. 그래서 본 연구결과를 바탕으로 초저온 열교환기의 기초설계자료로 사용할 수 있는 평활관과 열전달촉진관에 대한 열전달 상관식을 Dittus-Boelter식 형태로 제안하였고, C_1 와 m_1 를 결정하여 식 (8) ~ (11)에 나타냈다.

$$Nu = C_1 Re_E^{m_1} Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$C_1 = 0.019, m_1 = 0.8 \text{ for } 12,000 \leq Re_E \leq 400,000$$

(Smooth tube 8, 15mm) (9)

$$C_1 = 0.022, m_1 = 0.85 \text{ for } 10,000 \leq Re_E \leq 400,000$$

(Wire-Coil Inserts 8mm) (10)

$$C_1 = 0.028, m_1 = 0.84 \text{ for } 10,000 \leq Re_E \leq 300,000$$

(Wire-Coil Inserts 15mm) (11)

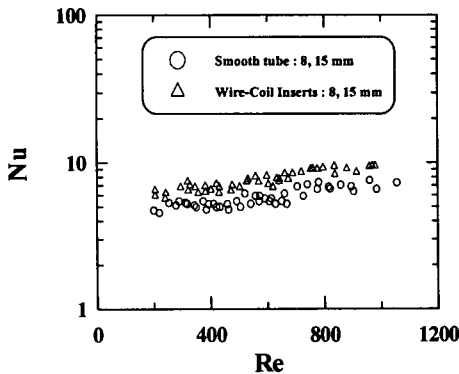


Fig. 6. Nusselt number with respect to e-g solution Reynolds number for outer tube

4.2. 운전특성

본 실험에 사용된 초저온 2중관식 열교환시스템은 초저온상태에서 운전되기 때문에 일반적인 열교환시스템과 다른 몇 가지 현상들이 발생하였다.

첫째, 액화질소와 에틸렌-글리콜 수용액과의 극심한 온도차에 의해 열응력이 발생할 수 있는데, 이를 방지하기 위해 열교환기의 재질을 강도가 높고 인성과 기계가공성 및 용접성이 좋은 스테인레스 스틸을 사용하였다. 그러나 본 실험과 같은 소규모이며 단시간에는 심각한 열응력은 발생하지 않았다.

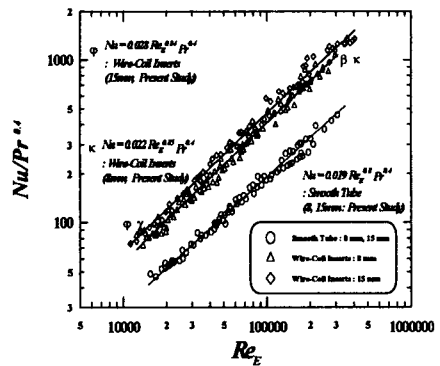


Fig. 7. Heat transfer correlations for the present study

둘째, 본 실험에 사용된 액화질소는 작동온도가 -193°C 에서 -185°C 에 이르기 때문에 열교환기의 작동이 정지되었을 때 시스템내의 2차순환 냉매체의 결빙이 예상되었다. 본 실험을 수행하는 동안에는 발생하지 않았지만, 만약, 비상상태의 발생으로 열교환기의 작동이 중단되면, 열교환기내에 결빙으로 인해 2차순환 냉매체의 순환이 불가능해지므로 시스템의 운전이 막대한 지장을 초래할 수 있다. 본 실험장치에서 액화질소의 유량조절은 액화질소 저장탱크 내부 압력에 따라 조절되므로, 밸브의 조작에 의해서 개폐정도와 약간의 유량조절만이 가능하였다. 따라서, 비상운전시에는 LNG가 초저온 열교환시스템에 유입되는 것을 방지하기는 현재 사용되고 있는 시스템의 구조변경이 요구되는데, 이는 현실적으로 거의 불가능하고 또, 밸브의 조작으로 LNG의 유입을 막는 것은 매우 어렵다. 그래서 열교환기내에 결빙이 예상되는 경우는 2차순환 냉매체를 열교환기에서 배출시키고, 약간의 결빙이 이루어진 냉매는 열교환기 외부에 열선을 부착하여 해빙시키면 열교환기 내부의 결빙을 방지할 수 있다.

5. 실제규모 초저온 열교환시스템 및 현장 적용성

5.1 초저온 열교환시스템

본 연구에서는 초저온 2중관식 열교환기에 대한 축소모형 성능분석실험을 통해 얻은 결과를, 실제규모의 열교환시스템에 적용한 기본 설계를 수행한 결과는 참고문헌 [6]에 잘 나타나 있으며, 기본설계과정에서 사용된 LNG 물성치와 LNG 공급관의 기하학적 크기에 관한 자료는 참고문헌 [7]을 참조하였다. LNG 냉열이용을 아이스링크에 적용한다면, LNG의 증발잠열을 이용할 경우, 아이스링크에 필요한 냉동부하 639.6 kW에 대하여 열교환면적이 19.65 m²이 필요하며 관길이를 환산하면 29.0 m에 이른다. 따라서 증발 잠열을 이용하는 경우에도 그 길이가 상당하나 다수의 열교환기를 병렬로 연결하여 설치하면 가능할 것으로 판단된다. 만약 부하를 5등분하여 각 열교환기를 평행하게 연결하면 각 열교환기의 길이는 산술적으로 5.8 m이나 유량 등 작동조건 변화로 약 30m에 달할 것으로 예상된다. 이 정도의 길이도 큰 것으로 판단되나 작동상에는 문제가 없을 것이다.

Fig. 8은 초저온 2중관식 열교환시스템에서 사용할 수 있는 2중관 열교환기의 개략도인데 좁은 설치공간에서도 사용가능하며, 2중관 열교환기의 설치하는 현재 LNG 주 공급관에 영향을 미치는 않는 위치에 설치가능하다. 그리고 초저온 2중관 열교환기의 기하학적인 재원은 HTFS 상용프로그램을 사용하여 결정하였는데, 그 결과는 Table 2에 요약하였다.

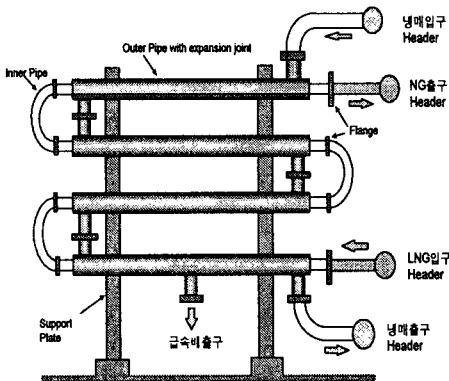


Fig. 8. Schematic diagram of double pipe heat exchanger

5.2. 배관시스템

초저온 2중관식 열교환시스템을 LNG 냉열이용에 사용하기 위한 배관은 LNG공급관의 배관

과 동일하므로 큰 문제가 없다. 초저온 2중관 열교환기의 설치장소는 LNG저장탱크 부근이 되어야 하며 이곳과 냉열이용단지 즉, 냉동창고와 아이스링크 등과의 거리는 최소한 수백미터 근처에 위치해야 하기 때문에 2차순환 냉매체의 이동 중 배관을 통한 열유입을 반드시 고려하여야 한다. 이 수송관이 지하에 매설되어 있는 경우 열유입량은, 길이가 L인 관의 표면온도를 T_w, 지표면의 온도를 T_a라 하고 관직경 D, 매설 깊이를 H라 할 때 지표로 나가는 열유입량은 전도형상계수법을 이용하여 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$Q = \frac{2\pi k L}{\ln(4H/D)} (T_a - T_w) \quad (10)$$

Table 2. Design results of double-pipe heat exchanger for using HTFS

항 목	결 과
열전달면적	16.67 m ²
LNG / E-G 입구 압력	7.5 MPa/0.4 MPa
내 부 관 경	50.8 mm
외 부 관 경	152.4 mm
LNG 입구/출구 온도	-156 ℃/-44 ℃
E-G 입구/출구 온도	-2 ℃/-10 ℃
저 온 측 유 량	1.25 kg/s
고 온 측 유 량	25.0 kg/s
대수평균온도차	69.6 ℃
구간별 관 길이	5.5 m
관 수	16개
전 체 길 이	88.0 m

열유입량이 가장 클 때는 지표면온도가 가장 높은 하절기이고, 이 경우 열유입량은 우선 열교환기에서 아이스링크로 냉매가 이동할 경우 관표면온도 T_w를 -15℃로 가정하면, 약 84 kW 정도이다. 이 값은 아이스링크의 총냉동부하에 약 13% 정도이며, 열교환기의 용량설계에서 고려해야 한다. 이외에도 펌프의 구동력에 의한 마찰열량도 상당할 것으로 예상되는데 이 값도 고려되어야 한다. 자세한 결과는 참고문헌 [6]에 나타나 있다.

5.3. 냉매체의 선정

열교환시스템의 고온측 작동유체 즉, 2차순환

냉매체의 선정은 기술적으로는 냉매체의 열용량, 빙점온도, 점성계수 등을 고려해야 하며 그의 가연성, 폭발성, 독성, 반응성 등을 고려하여야 한다. 이러한 조건에 적합한 유체로는 프레온계통의 냉매와 에틸렌-글리콜 수용액을 들 수 있다. 대표적인 냉매의 물성치와 에틸렌-글리콜 수용액의 질량비와 체적비에 따른 빙점, 물성치 특성은 참고문헌 [3]에 잘 나타나 있다. 이들 냉매 가운데 CFC계통인 R-12, R-22, R-113, R-114, R-123, R-124, R-142b, R-143a 등은 몬트리올 의정에 따라 규제 대상이기 때문에 이 시스템에서 채택하기는 어렵다. 기본적으로 프레온계통의 냉매는 에틸렌-글리콜 수용액에 비하여 빙점이 낮다는 이점이 있으나 열용량이 1/3 내지 1/4에 불과하기 때문에 열수송능력이 떨어지므로 동일한 냉방부하에 대한 순환유량치가 매우 커져야하는 문제점이 있다. 에틸렌-글리콜 수용액의 경우, 점성계수가 프레온계통 냉매보다 높기 때문에 압력강하치의 증가로 인한 펌프구동력이 커지는 불리한 점이 있으나, 빙점온도가 체적비 약 50%에 이르면 -50℃까지 가능하므로 -15℃부근에서 작동되는 2차순환 냉매체의 온도특성을 만족시키고 있다. 한편, 프레온계통의 냉매중에서는 R-717이 비교적 만족할 만한 물성치 특성을 가지므로 고려해 볼 만하다. 따라서 LNG냉열이용 열교환시스템의 작동 유체로는 에틸렌-글리콜 수용액과 R-717 냉매를 사용할 수 있다.

6. 결 론

LNG냉열이용에 사용할 수 있는 초저온 2중관식 열교환시스템을 축소제작하여 열전달 특성 실험을 수행하였다. 실험결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

첫째, Wire-Coil Inserts를 삽입한 열전달촉진관은 평활관보다 2.5배 ~ 5.5배정도 증가하는 것으로 나타났고, 이를 바탕으로 평활관과 열전달촉진관에 대해 등가 레이놀즈수를 이용한 중발 열전달상관식을 제안하였다.

둘째, LNG 냉열을 아이스링크의 운영에 사용한다면, 아이스링크의 냉동부하가 639.5 kW인 실제규모의 열교환시스템에 대한 열교환기 면적을 본 연구에서 제안한 중발 열전달상관식을 적용하여 산정한 결과, 잠열을 이용하는 2중관 열교환기의 경우에 19.7 m²로 나타났으며, 현재 LNG공급관에 열교환기를 부착할 경우 필요한 길이가 29.0 m이다. 하지만 Fouling과 배관시스템에서 열유입을 모두 고려한 HTFS를 사용한 결과, 2중관 열교환기 길이는 88.0 m로 계산

되었다.

셋째, 열교환기 가동정지시 발생할 수 있는 결빙문제는 먼저, 열교환기내의 에틸렌-글리콜 수용액을 외부로 방출시켜 열교환기내의 심각한 결빙을 방지하고, 열교환기내에 발생한 약간의 결빙은 열교환기 벽면에 열선을 부착 및 가열하여 해빙시킬 수 있다.

넷째, 열교환기 설치장소와 아이스링크의 거리가 먼 경우 냉매관에 유입되는 열량을 계산한 결과, 이 값이 하절기에는 냉동부하의 13%까지 이른다는 사실을 밝혀냈으며 단열 등 대책이 필요한 것으로 나타났다.

다섯째, 초저온 2중관 열교환기에서 사용할 수 있는 2차순환 냉매체는 에틸렌-글리콜 수용액과 R-717를 사용할 수 있다.

기 호 설 명

A	: 열교환면적 (m ²)
D _i	: 내부관 내경 (m)
D _o	: 내부관 외경 (m)
G	: 질량유속 (kg/m ² s)
h _i	: 관내부 대류열전달계수 (W/m ² K)
h _o	: 관외부 대류열전달계수 (W/m ² K)
k _w	: 관열전도율 (W/mK)
Q	: 열교환량 (W)
R _i	: 관내부측 불결계수 (m ² K/W)
R _o	: 관외부측 불결계수 (m ² K/W)
T _{c,i}	: 저온측 입구온도 (K)
T _{c,o}	: 저온측 출구온도 (K)
T _{h,i}	: 고온측 입구온도 (K)
T _{h,o}	: 고온측 출구온도 (K)
ΔT _{LM}	: 대수평균온도차 (K)
U	: 총괄열전달계수 (W/m ² K)

참 고 문 헌

- (1) 宮田嘉明, 安部光一, 1996, "LNG:液化から冷熱利用まで", 日本冷凍協會誌, Vol. 71, No. 819, pp. 3~9.
- (2) 宮田嘉明, 1993, "天然ガス時代のLNG技術, 日本機械學會誌, Vol. 96, No. 901, pp.13 ~ 19.
- (3) ASHRAE, 1997, ASHRAE HANDBOOK-FUNDAMENTALS, Chap. 19.
- (4) G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, 1993, Process Heat Transfer.
- (5) Cavallini, A. & Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer

in forced Convection Condensation," *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, Vol. 3, pp. 309 ~ 313.

- (6) 이 상천, 남 상철, 손 영순, 이 용원, 1997, 아이스링크 및 LNG냉열이용을 위한 열교환 시스템 개발, 한국가스공사 연구개발원, 최종보고서.
- (7) 김 효, 이 용원, 1995, LNG냉열을 이용한 아이스링크 설치 타당성 연구, 한국가스공사 연구개발원, 최종보고서.