

액체질소에 대한 증발 열전달 촉진 및 압력강하 성능

남상철* · 이상천** · 박병덕***
(1999년 3월 11일 접수)

Performance of Evaporation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop for Liquid Nitrogen

Sang Chul Nam, Sang Chun Lee and Byung Duck Park

Key Words: Cryogenic Fluid(극저온유체), Cryogenic Heat Exchanger(극저온 열교환기), Wire Coil Inserts(와이어코일 인서트), Volumetric Hydraulic Diameter(체적수력직경)

Abstract

An experiment was carried out to evaluate the heat transfer enhancement and the pressure drop characteristics for liquid nitrogen using wire-coil-insert technique under horizontal two-phase conditions. The tube inner diameters were 8 mm and 15 mm, respectively and the tube length was 4.7 m. The helix angle of the wire coil insert was 50° and its length was 4.7 m. Heat transfer coefficients for both the plain and the enhanced test tubes were calculated from the measurements of temperatures, flow rates and pressure drops. A correlation in a power-law relationship of the Nusselt number, Reynolds number and Prandtl number for the heat transfer was proposed which can be available for design of cryogenic heat exchangers. The correlation showed that heat transfer coefficients for the wire-coil inserts were much higher than those for plain tubes, increased by more than 1.8 ~ 2.0 times depending upon the range of the equivalent Reynolds number. The correlation was compared with other various correlations in the turbulent flow conditions.

기호설명

$C_{p,e}$: 에틸렌글리콜 수용액의 비열(J/kg K)
 D_i : 관 내경 (m)
 G : 질량유량 (kg/s)
 h : 대류 열전달계수 ($W/m^2 K$)
 i : 엔탈피 (kJ/kg)
 k_w : 관 열전도도 ($W/m K$)
 Nu : 누셀트수

ΔP : 압력강하 (kPa)
 Pr : 프란틀수
 Q : 열전달량 (W)
 Re_E : 등가 레이놀즈수
 T : 온도 ($^{\circ}C, K$)
 x : 건도
 ϕ^2 : 2상유동 마찰계수
 X_{tt} : Martinelli 파라미터

* 영남대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 영남대학교 기계공학부
E-mail: sclee@yu.ac.kr
TEL : 053-810-2453, FAX : 053-813-3703
*** 회원, 상주대학교 자동차과

하첨자

i : 관 내부
 f, L : 액체상태
 g, v : 기체상태
 o : 관 외부

1. 서 론

최근 극한기술의 발전으로 극저온유체(Cryogenic Fluid)를 작동유체로 사용하는 극저온시스템(Cryogenic System)에 대한 관심이 증가하고 있다. 극저온유체란 -150°C 이하의 상태로 존재하는 유체를 말하며, 현재 발견된 대표적인 것으로는 액체질소, 액체산소, 액체헬륨, 액화천연가스(LNG: Liquefied Natural Gas) 등이 있다.⁽¹⁾ 극저온시스템에서 가장 핵심적인 장치는 극저온 열교환기(Cryogenic Heat Exchanger)로 이에 대한 설계기술의 확립은 극저온시스템의 실용화에 매우 중요한 과제이다. 극저온시스템의 응용분야로는 혈액저장 등 바이오 분야, 초전도실험 및 반도체의 극저온 가공분야, 액체공기 제조공정, 폐기물의 고형화 공정 등이 있다.^(2,3)

Clark (1968)⁽⁴⁾는 우주선내 가압장치용 열교환기의 개발을 위해 극저온 유동에 대한 연구를 시도하였다. 극저온 상태에서의 풀비등(Pool Boiling)에 관한 연구^(5,6)로는 네온, 액화산소, 액화수소, 액체질소 등을 이용한 실험 결과들이 보고된 적이 있으며 이 들은 주로 최대 핵비등 열플럭스(Nucleate Boiling Heat Flux)에 관한 연구결과들이다. 최근에 극저온유체에 관한 연구는 초전도체의 특성과 관련된 연구들이 활발히 이루어지고 있는 실정이다. 한편, 세계적으로 LNG의 소비량이 증가하는 추세로 일본이나 선진국에서는 LNG를 기화시키는데 소요되는 막대한 전력 및 에너지를 절약하기 위해 LNG 냉열(Liquefied Natural Gas Cold Energy)을 이용하는 기술개발이 활발하게 이루어지고 있고 일부는 실용화가 된 상태이다.^(7,8) 극저온에 대한 국내의 연구는 LNG의 기화를 촉진하기 위한 연구결과가⁽⁹⁾ 발표되었고, 극저온 냉동기와 극저온유체에 대한 열전달 특성에 관한 연구는 간헐적으로 이루어지고 있다.

한편, 열전달 촉진기술은 에너지의 발생 및 전달 장치에서 고온유체와 저온유체 사이의 열교환량을 증대시키기 위한 기술로, 지난 20년 동안 발전하기 시작한 이래 계속적으로 개발이 이루어지고 있다. Bergles (1983)⁽¹⁰⁾는 최근에 개발 및 응용되고 있는 열전달촉진기술을 20여가지로 분류하였으며 크게 유동력법(Active Technique)과 무동

력법(Passive Technique)으로 나누었다. 무동력법은 외부동력을 사용하지 않고 열전달을 촉진시키는 기술로 거친 전열면을 사용하거나 유동에 물체를 삽입하여 열전달을 증진시키는 기술이다. 표면처리(Treated Surface), 거친표면(Rough Surface), 확장표면(Extended Surface), 선회유동기구(Swirl Flow Device) 등이 무동력법에 속한다. 이 가운데 선회유동 기구로는 비틀림테이프 삽입(Twisted Tape Inserts), 와이어코일 삽입(Wire Coil Inserts), 헬리컬 깃 삽입(Helical Vane Inserts) 등이 있는데 이러한 기구들의 삽입은 관벽면 부근에 존재하는 열경계층(Thermal Boundary Layer)을 파괴시켜 열전달을 촉진시키는 메커니즘을 가지고 있다. 그리고 이런 기구는 다른 열전달촉진법에 비해 제작의 용이성, 경제적인 제작비, 열교환기 내부로 삽입의 용이성, 열교환기 청소의 용이성 때문에 산업공정용 열교환기에 많이 사용되고 있으며 특히 와이어코일 삽입법은 가장 보편적으로 사용되고 있는 기술이다.

Sethumadhavan와 Rao (1983)⁽¹¹⁾은 비틀림 각이 30° , 45° , 60° 그리고 75° 의 와이어코일을 이용하여 단상 열전달 및 압력강하 특성실험을 수행하였다. 작동유체로는 물과 에틸렌글리콜의 혼합액을 사용하였고, 레이놀즈수 범위는 4,000 ~ 100,000이다. 그 결과 와이어코일의 비틀림 각도가 60° 와 75° 인 경우에 열전달효과가 가장 크다고 보고하였다. 또, 와이어코일 삽입법에 대한 성능평가기준(PEC: Performance Evaluation Criteria) FN-1⁽¹²⁾을 이용하여 단상 열전달에 대한 성능평가에 대하여 보고한 바가 있다. Mori et al. (1986)은 LNG와 액체질소(Liquid Nitrogen, LN₂)의 증발을 촉진시키기 위해 증발기내에 와이어코일과 비틀림테이프를 삽입하여 레이놀즈 수가 55,000 ~ 300,000인 범위에서 열전달실험을 수행하였다. 그 결과, 와이어코일이 비틀림테이프보다 낮은 압력강하를 발생시켰으며, 증발열전달의 성능은 거의 유사하게 나타났다고 보고하였으며, 극저온 열교환기의 기초설계자료인 열전달상관식을 제시한 바 있다.

이 연구에서는 극저온 유체의 증발 2상유동에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 규명하고, 와이어코일을 삽입한 열전달촉진관의 열전달 성능을 평가하고자 한다. 극저온유체로는 액체질소를 사용하였으며 시험관은 2개의 다른 직경을 사용하였다. 액체질소에 대한 증발 열전달 실험자료를

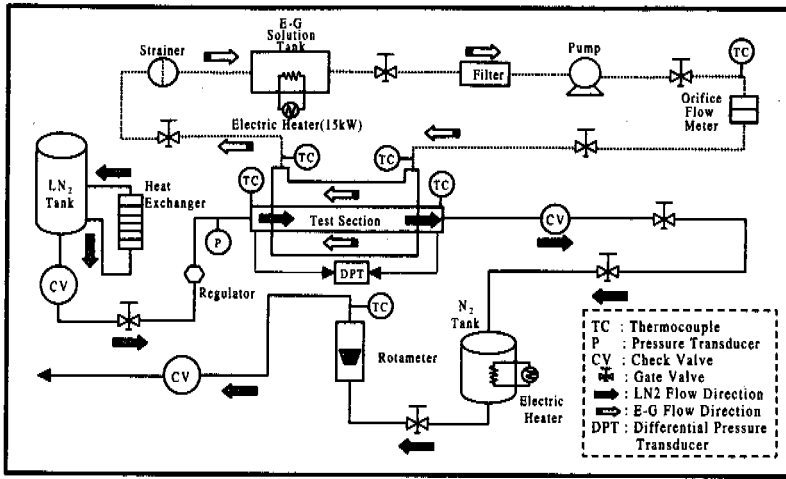


Fig. 1 Schematic diagram of a cryogenic heat exchanger system

토대로 열전달상관식을 제시하여 액체질소를 냉매로 사용하는 극저온 열교환기의 기초 설계자료로 활용토록 하였다. 끝으로, 이 실험결과와 타 연구결과 및 상관식과 비교·분석하여 실험자료의 신뢰성을 확인하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

극저온시스템에서 가장 중요한 장치인 극저온 열교환기는 2중관 열교환기(Double-Pipe Heat Exchanger) 또는 원통다관형 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger)가 주로 사용된다. 이 연구에서는 구조가 간단하고 작동온도와 압력범위가 광범위하며, 제작 및 유지보수가 용이한 2중관식 열교환장치를 제작하여 증발 열전달 및 압력강하 특성실험을 수행하였는데, 실험에 사용된 실험장치의 개략도가 Fig. 1에 나타나 있다.

이 연구에 사용된 극저온 열교환시스템은 크게 시험부, 액체질소 공급부, 에틸렌글리콜수용액 공급부, 온도, 유량, 압력 측정부, 안전장치부, 실험자료 획득장치(Data Acquisition System) 등으로 나눌 수 있다.

시험부는 동심 2중관식 열교환기 형태로로 내부관(Inner Tube)과 외부관(Outer Tube)으로 구성되어 있는데 길이가 4.7 m으로 0.5 m의 8개 세부 구간으로 나누었다. 내부관에는 액체질소가 흐르며 외부관에는 에틸렌글리콜 수용액을 작동유체로 사용하여 내부관의 액체질소를 가열시키는 매

체로 사용하였다. 내부관은 8 mm와 15 mm의 내경을 사용하였고, 외부관은 내경이 20 mm와 30 mm인 관을 사용하였다. 실험시 극저온상태로 유동하는 액체질소에 의해 발생될 수 있는 열응력을 견디기 위해 극저온에서 일반적으로 사용되는 스테인레스 강관(Stainless Steel Tube)을 사용하였고, 열응력은 용접부위에 집중되기 때문에 특수용접을 통해 열응력 발생에 의한 시스템의 파손을 방지하였다. 평활관에 대한 실험을 마친 후 2중관식 열교환장치의 내부관에 와이어코일을 삽입하여 열전달촉진 및 압력강하의 성능평가도 수행할 수 있도록 하였다. 본 연구에 사용된 와이어코일의 형상과 주요 치수는 Fig. 2와 Table 1에 자세히 나타냈다.

액체질소 공급부는 액체질소 저장탱크, 기화기, 안전밸브, 압력조정기(Regulator), 유량조절밸브로 구성되어 있다. 액체질소는 저장탱크에서 0.3 MPa ~ 0.5 MPa로 가압된 후 압력조정기를 통해 시험부로 공급되며, 미세한 유량변화를 위하여 유량조절밸브를 사용하였다. 저장탱크 내부 압력은 부착된 기화기(Vaporizer)를 이용하여 액체질소를 기화시키고 이를 다시 저장탱크로 유입시켜 압력을 조절하였다. 한편 실험 중 시험관내부의 극부 압력이 갑작스런 기화에 의한 체적팽창으로 약 10 MPa정도까지 급상승할 수 있으므로 모든 밸브는 배관 내에 액체상태의 질소가 완전히 기체로 기화될 수 있도록 충분한 시간을 두고, 안전밸브도 설치하였다. 액체질소 공급부에 대한 외부로부터의 열유입과 단열재 사이에 잔류하는 공기를

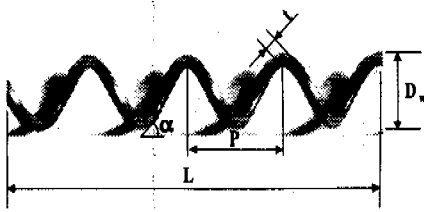


Fig. 2 Photo of wire coil insert

Table 1 Specification of wire coil inserts used in the present study

Tube I.D. (D _i)	Coil I.D. (D _w)	Coil Dia. (t)	Coil Pitch (P)	Coil Length (L)	Coil Helix Angle (°)
8.0 mm	7.5 mm	2.0 mm	21.0 mm	4.7 m	50°
15.0 mm	14.0 mm	2.0 mm	39.5 mm	4.7 m	50°

차단하기 위해 액체질소 공급관 외부에 비닐테이프를 사용하여 완전히 밀착시켰고, 그 위에 폴리우레탄 단열재와 실리콘접착제를 사용하여 단열처리하였다. 그리고, 폴리우레탄 단열재외부에 코팅테이프로 코팅처리하여 외부로부터 공기유입과 열유입을 방지하였다. 한편, 외부에 의한 열유입을 계산한 결과, 총 열전달량에 약 2% 정도였다.

액체질소를 증발시키기 위한 열매체로 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였고, 에틸렌글리콜 수용액의 온도조절을 위해 전기보일러를 사용하였고, 원심펌프와 유량조절밸브를 통해 시험부의 외부관으로 공급하였다. 열전달효과의 극대화를 위해 내부관과 대향류(Counter Flow)로 흐르게 하였다. 이 수용액은 물과 에틸렌글리콜을 체적비율로 50%씩 혼합하였으며, 열역학적 및 전달 물성치(Thermodynamic and Transport Properties)는 ASHRAE Handbook⁽¹³⁾에서 제시한 자료를 사용하였다.

액체질소와 에틸렌글리콜 수용액의 온도는 T형 열전대(Copper-Constantan)를 사용하여 측정하였고, 열전달계수는 다음 절에 제시된 식을 이용하여 계산하였다. 이 계산을 위하여 벽면온도를 측정하였는데 관 표면에 원주방향으로 3개의 점에 부착된 열전대의 출력치를 평균하여 사용하였다. 온도측정에 대한 불확실성(Uncertainty)은 ± 0.7°C

이다.

시험부에 유입된 액체질소의 유량은 액체질소와 질소가스가 혼합되어져 있는 상태이기 때문에 시험부 출구부분에 가열기(Superheater)를 설치하여 완전히 기화시킨 후 가스상태의 질소유량을 로타미터로 측정하였다. 에틸렌글리콜 수용액의 유량측정은 관내에 설치한 오리피스를 이용하였으며 전·후 단면에 발생한 압력차를 차압계로 측정하여, 보정실험을 통해 구한 송출계수(Discharge coefficient, C_d)를 사용하였다. 액체질소와 에틸렌글리콜 수용액의 유량측정에 대한 불확실성은 각각 ± 2%, ± 1%이다.

시험부 내부관의 압력은 시험부에 설치한 압력공(Pressure Hole)에 극저온용 압력계를 부착하여 절대압력(Absolute Pressure)과 차압(Differential Pressure)을 측정하였다. 절대압력은 열전달계수와 마찰계수를 계산하는데 필요한 열역학적 물성치를 산정하는데 이용하였으며, 차압은 시험부내의 압력강하를 측정하는 것으로 마찰계수를 계산하는데 사용하였다. 압력측정에 대한 불확실성은 ± 0.5%이다

실험자료획득장치는 데이터 로거(Data Logger)와 개인용 컴퓨터로 구성되어 있으며 데이터로거는 최대입력단자 10채널, 100 Hz의 표본추출빈도(Sampling Frequency)와 ± 10 Volts의 입력범위를 가진다. 또, 잡신호(Noise) 제거와 입력전압의 증폭을 위해 필터와 앰프를 사용하였다. 개인용 컴퓨터는 데이터 로거에서 획득한 실험자료를 자체적으로 개발한 소프트웨어를 사용하여 열전달계수와 마찰계수 등을 계산하고 저장하는데 사용하였다.

한편, 2중관식 열교환시스템은 극저온 상태로 운전되기 때문에 대기와의 극심한 온도차에 의해 열유입이 예상되지만, 시험부는 내부관에 액체질소가 흐르고, 내부관을 감싸고 있는 형태의 외부관은 에틸렌글리콜 수용액이 흐르기 때문에 외부와 온도차에 의한 열유입은 예상외로 매우 낮았다. 그리고 이 연구에 사용된 열전대, 유량계, 압력계와 같은 계측장비들은 보정실험(Calibration)을 실시한 후에 본 실험에 사용하였다.

극저온 열교환시스템은 정상가동 직전에 쿨다운과정(Cool-Down Process)을 거쳐야 한다. 최초로 극저온상태의 액체가 극저온 열교환시스템의 배관을 통해 유입될 때, 열교환시스템의 배관은

대기온도와 같기 때문에 극저온 상태의 액체와 심각한 온도차가 발생한다. 따라서 배관 내부로 유입된 액체는 급격한 증발현상이 일어나게 되고 증발된 기체는 급속도로 극저온 유체보다 높은 온도의 배관을 따라 유동한다. 이때, 배관 내부는 온도, 압력, 유량의 요동(Oscillation)현상이 발생하나, 계속적으로 극저온 액체를 열교환시스템에 주입하게 되면 궁극적으로 열교환시스템은 극저온 유체와 동일한 온도에 도달하게 되어 관내부에는 액체상태만이 존재하게 된다. 이와 같은 과정을 쿨다운과정이라 한다. 이와 같은 쿨다운과정은 극저온 열교환시스템의 기계적 성질을 결정짓는 매우 중요한 과정으로 최대한 충분한 시간 동안 진행되어야 하는 과정이다. 따라서, 본 실험에서는 약 1 ~ 2시간동안 쿨다운과정을 거친 후 정상상태에서 실험을 수행하였다.

2.2 실험방법 및 실험자료 해석

본 연구에서 액체질소에 대한 증발 열전달 촉진 및 압력강하 성능을 실험적인 방법을 사용하였다. 이를 위해 액체질소를 저장탱크에서 2중관 열교환기 내부관 입구로 기체와 액체가 혼합된 상태로 유입하고, 외부관의 에틸렌글리콜 수용액과 상호 열교환을 이룬 후에 가열기를 거쳐 완전 기화된 상태로 시험부를 빠져나가도록 시스템을 구성하였다. 실험에서 주요 측정인자는 고온 및 저온측 유체의 유량 및 출·입구온도, 관 벽면온도, 시스템 내 액체질소 증발부의 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. 액체질소가 증발과정에서 에틸렌글리콜 수용액으로부터 얻은 열량(QL)은 식 (1)과 같이 시험부 입·출구의 엔탈피(kJ/kg) 변화량으로 계산할 수 있으며, 입·출구의 엔탈피는 식 (3~4)를 이용하여 구하였다. 또, 에틸렌글리콜 수용액이 잃은 열량(Qe)은 식 (2)를 사용하여 구하였다.

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

$$Q_e = G_e \cdot C_{p,e} \cdot (T_i - T_o) \quad (2)$$

여기서 G_L 은 액체질소의 질량유량이며, i_i 와 i_o 는 액체질소의 입·출구 엔탈피이다. 그리고, G_e 는 에틸렌글리콜 수용액의 질량유량, $C_{p,e}$ 는 에틸렌글리콜 수용액의 비열, T_i 와 T_o 는 에틸렌글리콜 수용액의 입·출구 온도를 나타낸다.

시험부 출구에서 작동유체는 완전히 기화된 상태이므로, 이때의 엔탈피는 식 (3)와 같이 계산할 수 있다.

$$i_o = i_{g,o} + C_{p,g} \cdot (T_o - T_s) \quad (3)$$

여기서 $i_{g,o}$ 는 출구 압력기준으로 산출한 포화기체 엔탈피이다. 시험부 입구에서 작동유체의 엔탈피는 시험부 출구측에서의 엔탈피와 에틸렌글리콜 수용액이 잃은 열량, 질소의 질량유량을 이용해서 구할 수 있는데, 식 (4)와 같이 표현된다.

$$i_i = i_o - \frac{Q_e}{G_L} \quad (4)$$

각 세부구간의 시험부 입·출구 지점에서 건도는 엔탈피를 이용해서 구하였는데 식 (5)와 같다.

$$x = \frac{i - i_f}{i_{fg}} \quad (5)$$

액체질소의 증발 열전달계수는 식 (6)을 이용하여 구하였다.

$$h = \left[\frac{\pi D_i \Delta L (T_w - T_s)}{Q_L} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \right]^{-1} \quad (6)$$

여기서, ΔL 은 세부구간의 길이, T_s 는 액체질소의 포화온도, T_w 는 각 시험부에 원주방향으로 3지점에 부착한 열전대에서 측정한 내부관의 외부벽면 평균온도이다. Q_L 은 액체질소가 에틸렌글리콜 수용액으로부터 얻은 열량이며, D_i 와 D_o 는 내부관의 내·외경, k_w 는 관의 열전도율이다.

Table 2 A summary of conditions of correlations used for Comparison

Authors	Medium	Reynolds number	Tube type	Phase	Correlation eqn.
Present study	LN ₂	10,000 - 400,000	Wire Coil Inserts	Two Phase	$Nu = 0.019 Re_E^{0.86} Pr^{0.4}$ ($d_i = 8, 15 \text{ mm}$)
Nag, S. & Rao, M. R. (1987)	Water	6,000 - 40,000	Ribbon Coil Inserts	Single Phase	$Nu = 0.031 Re^{0.8} Pr^{0.3} (\alpha = 51^\circ)$ $Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.3} (\alpha = 66^\circ)$ $Nu = 0.050 Re^{0.8} Pr^{0.3} (\alpha = 79^\circ)$
Sethumadhavan, R. & Rao, M. R. (1983)	Water 50% Glycerol	8,000 - 80,000 3,000 - 15,000	Wire Coil Inserts	Single Phase	Not Available (Graphic Form)
Kummar, R. & Judd, R. L. (1970)	Water	6,000 - 100,000	Wire Coil Inserts	Single Phase	$Nu_d = 0.175 \left(\frac{d}{d_i} \right)^{-0.35} Re_d^{0.7} Pr^{\frac{1}{3}}$
Morri et al.(1986)	LN ₂ , LNG	10,000 - 300,000	Wire Coil Inserts	Two Phase	Not Available (Graphic Form)
Uttarwar, S. B. & Rao, M. R. (1985)	Servotherm Oil	30 - 700	Wire Coil Inserts	Single Phase	$Nu = 1.65 \tan \alpha (Re_{De})^{[0.25(\tan \alpha) - 0.38]} Pr^{0.35} \phi$
Mehmet, E. A. et al. (1994)	Air	2,000 - 60,000	Wire Coil Inserts	Single Phase	Not Available (Graphic Form)

본 연구에 사용한 포화상태에서의 질소 등가 레이놀즈 수(Equivalent Reynolds Number, Re_E)는 Cavallini-Zechin⁽¹⁴⁾이 제안한 식을 사용하였으며, 등가 레이놀즈수는 질소의 액체와 기체상태의 물성치와 건도를 기준으로 구하였으며, 식 (7) ~ (9)와 같이 정의된다.

$$Re_E = Re_v \left[\frac{\mu_v}{\mu_L} \left[\frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{-0.5} \right] + Re_L \quad (7)$$

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot D_h}{\mu_v} \quad (8)$$

$$Re_L = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot D_h}{\mu_L} \quad (9)$$

여기서, 아래첨자 v 와 L 은 기체와 액체 상태를 의미하며, G 는 질량유량, x 는 건도를 나타낸다. 그리고 이 식들에서 D_h 는 체적수력직경⁽¹⁵⁾ (Volumetric Hydraulic Diameter)으로 관내 체적을 기준으로 계산된 수력직경이다. 등가 레이놀즈수는 축방향으로 변화가 심할 것을 예상하여 국부 평균값을 사용하였다.

시험부내에서 발생한 압력강하는 Lorkhart-Martinelli 상관식 (1949)⁽¹⁶⁾과 비교하였는데, Martinelli 변수, X 는 관내에 발생하는 순수한 액상과 기상의 압력강하비로 정의하였는데 식 (10)과 같이 정의된다. 식 (11)과 (12)는 액상과 기상에 대한 각각의 압력강하치를 나타낸다.

$$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} F \right)_f / \left(\frac{dp}{dz} F \right)_g \quad (10)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz} F \right)_f = \frac{2 f_f \rho_f u_f^2}{D_f} \quad (11)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz} F \right)_g = \frac{2 f_g \rho_g u_g^2}{D_g} \quad (12)$$

Lorkhart-Martinelli는 Martinelli 변수를 이용하여, 2상유동의 압력강하치를 식 (13), (14)와 같이 제시하였다. 상수, C 는 액상과 기상의 유동상태에 관계되어 결정되는 값이며, 일반적으로 액상과 기상이 모두 난류일 때 Lorkhart-Martinelli 상관식 (1949)에서는 C 의 값을 20으로 제안하고 있다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (13)$$

$$\phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (14)$$

3. 실험결과 및 토의

액체질소에 대한 평활관과 와이어코일 삽입관의 증발열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험결과자료를 제시하였다. 그리고 와이어코일 삽입관에 대한 무차원 열전달계수를 타 연구결과와 비교·검토하였는데 여기에는 단상 및 증발열전달 자료가 포함되며 비교를 위한 타 연구결과가 Table 2에 요약되어 있다.

3.1 압력강하 특성

Fig. 3은 평활관과 열전달촉진관에 대한 관내 압력강하를 액체질소의 질량유속에 따라 측정된 결과이다. 평활관은 시험부 내경이 8 mm와 15 mm를 사용하였고, 열전달촉진관은 평활관 내경이 8 mm와 15 mm인 관속에 비틀림 각(Helix Angle)이 50° 인 와이어코일을 삽입하여 사용하였다. 액체질소의 질량유속범위는 300 ~ 2,800 (kg/m² s)이다. 평활관의 경우, 8 mm와 15 mm 모두 액체질소의 질량유속 증가에 따라 압력강하 발생이 완만하게 증가하였고, 특히 8 mm가 15 mm에 비해 약 100% 높은 압력강하를 발생시켰다. 열전달촉진관은 질량유속에 대해 압력강하발생이 급격히 증가하였다. 특히 평활관 내경이 8 mm에 와이어코일을 삽입한 경우(▲)는 질량유속의 증가에 따른 압력강하 발생이 내경이 8 mm인 평활관에 비해 약 100 ~ 300% 정도 증가하는 것으로 나타났으며, 내경이 15 mm인 경우(●)는 열전달촉진관이 평활관에 비해 약 50 ~ 100% 정도 높은 압력강하가 발생하였다. 이는 와이어코일에 의해 수력직경 감소비가 증가하여 궁극적으로 관내 유속을 증가시키는 역할을 하였고, 또 와이어코일을 평활관 내벽에 완전히 밀착시켰기 때문에 표면의 조도가 크게 증대되었기 때문이다.

Fig. 4는 Martinelli 변수에 대한 2상유동 마찰 압력구배(Two-Phase Friction Pressure Gradient)를 나타낸 그림이다. Lockhart-Martinelli 상관식은 2상유동에서 마찰에 의한 압력구배를 계산하기 위해서 사용되는데 액상과 기상이 모두 난류일 때, 식 (10)에서 정의된 C는 20의 값을 갖는다. 본 연구에서 사

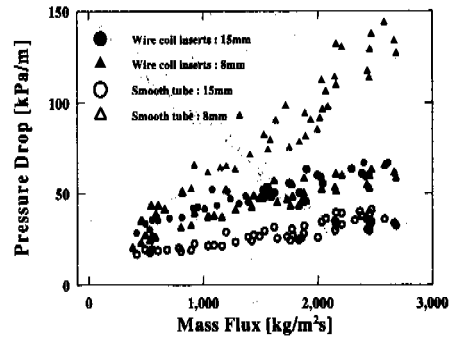


Fig. 3 Characteristics of pressure drop for the plain tubes and the wire-coil-inserted tubes

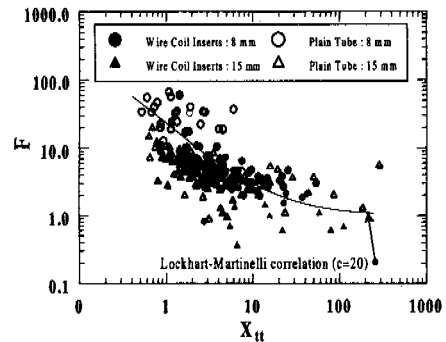


Fig. 4 Two phase friction multiplier versus X_{11} for the plain tubes and the wire-coil-inserted tubes

용한 평활관과 와이어코일 삽입관의 경우, 상수가 20일 때에 비교적 일치함을 알 수 있다.

3.2 열전달 특성

상변화를 동반하는 2상유동에서 열전달 특성은 축방향에 따라 계속적으로 크게 변화하므로, 본 문헌에 사용된 누셀트 수와 등가 레이놀즈 수는 길이가 0.5 m인 세부구간의 국부 평균값(Local Average)을 사용하였다.

Fig. 5는 내경이 8, 15 mm인 평활관에 대한 증발 열전달 특성을 등가 레이놀즈수에 대해 나타낸 그림이다. 열전달 특성을 나타내는 누셀트수는 등가 레이놀즈수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하였으며, 내경이 8 mm(●)인 경우가 15 mm(△)보다 약간 높게 나타났다. 비록 증발 열전달에 대한 실험결과이지만 등가 레이놀즈수를 사용하면, 단상에 대한 기존의 열전달 상관식인

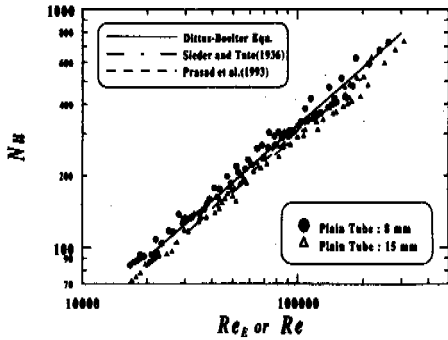


Fig. 5 Characteristics of heat transfer for the plain tubes

Dittus-Boelter, Sieder와 Tate (1936)⁽¹⁷⁾의 상관식들과 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 열교환기의 내부관과 외부관에 고온 및 저온의 물을 사용한 Prasad와 Shen (1993)의 실험결과와도 실험범위 내에서 잘 일치하는 것으로 나타났다. Sieder와 Tate 상관식은 식 (15)와 같고, μ_b 는 혼합평균온도(Bulk Mean Temperature)를 기준으로 산출한 것이고, μ_w 는 벽면온도를 기준으로 한 것이다. 따라서 평활관일 때 극저온 유체에 대한 열전달 특성은 일반유체의 열전달 특성과 유사하였음을 본 연구의 실험결과로 알 수 있다.

$$Nu = 0.027 Re_E^{0.8} Pr_L^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (15)$$

Fig. 6은 와이어코일을 사용한 열전달촉진관에 대한 누셀트수를 나타낸 그림이다. 열전달촉진관에 대한 누셀트수는 등가 레이놀즈수에 선형적으로 비례하여 증가하는 것으로 나타났다. 열전달에 대한 실험범위는 액체질소의 등가 레이놀즈수가 10,000~300,000이며, 프란틀수는 2.05~2.43이다. 와이어코일을 이용한 열전달촉진관은 직경의 변화에 따른 큰 열전달 특성은 발견되지 않았으나, 평활관에 비해 177~200% 정도 열전달이 향상되는 것으로 나타났다. 이는 와이어코일이 관 내부 벽면의 거칠기를 증가시켜 열경계층을 파괴하며, 또 관내에 선회유동(Swirl Flow)을 유발시켜 유체의 혼합효과를 증대시켜 상호간의 열교환을 촉진시켰기 때문이다.

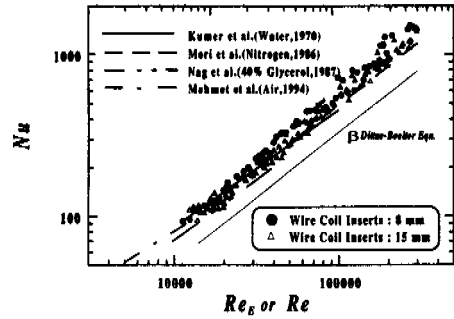


Fig. 6 Comparison of Nusselt number with other correlations for the wire-coil-inserted tubes

Kummar와 Judd (1970)⁽¹⁸⁾는 스텐레스 강관 내부에 표면을 코팅한 와이어코일 (각도: 50°)을 삽입하여 열전달 실험을 수행하였는데, 작동유체는 순수 물이다. 레이놀즈수의 범위는 10,000~100,000이며, 누셀트수, 레이놀즈수, 프란틀수, 와이어코일 피치비를 함수로 표현하여 식 (16)과 같이 상관식을 제안하였는데, 본 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

$$Nu_d = 0.175 \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0.35} Re_d^{0.7} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Mori et al. (1986)은 액체질소와 LNG를 작동유체로, 와이어코일의 길이와 직경을 변화시키면서 증발열전달 실험을 수행하였는데, 등가 레이놀즈수가 50,000~300,000 범위이다. 실험결과, 액체질소와 LNG의 증발 열전달특성은 서로 비슷하게 나타났는데, 이는 열역학적 물성치의 유사성 때문으로 보고하였다. 본 실험결과를 Mori et al. (1986)의 결과와 비교해 보면, 본 실험결과가 Mori et al. (1986)보다 약간 높게 나타났는데, 이는 본 실험에 사용된 와이어코일의 길이와 피치 차이 때문일 것으로 추정된다. 그밖에 Nag et al. (1987)와 Mehmet et al. (1994)의 실험결과와 비교해 보면, 본 실험결과와 비슷하게 일치함을 알 수 있었다.

Fig. 7은 물성치의 영향을 파악하기 위해 누셀트수에 프란틀수를 고려한 결과이다. 이 그림에서 본 연구결과는 Mori et al. (1986)의 결과보다 약간 높게 나타났으며 단상유동에 대한 실험자료인 Kumar et al. (1970)보다도 높으나 비교할 만한

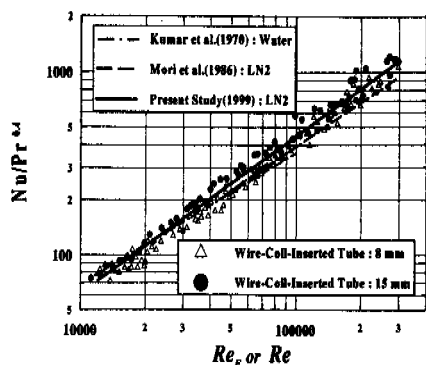


Fig. 7 Comparison with other correlation for $Nu/Pr^{0.4}$ versus Reynolds number for the wire-coil-inserted tubes

것으로 나타났다.

본 연구결과를 바탕으로 액체질소를 사용하는 증발기의 기초설계자료로 활용될 수 있도록 와이어코일을 사용한 열전달촉진관에 대한 열전달 상관식을 등가 레이놀즈수와 액상 프란틀수의 함수로 표현하였으며, 식 (17)과 같다.

$$Nu = 0.019 Re_E^{0.86} Pr_L^{0.4} \quad (17)$$

본 연구에서 제안한 열전달 상관식은 실험에서 수행한 내경 8, 15 mm의 경우를 포함하여 단일식으로 표현하였는데, Kumar et al. (1970)의 결과와는 등가 레이놀즈수의 범위가 10,000~100,000에서, Mori et al. (1986)의 결과와는 등가 레이놀즈수의 범위가 55,000~300,000에서 잘 일치하였다. 그리고, 실험에서 구한 누셀트 수와 본 상관식에서 구한 누셀트 수는 $\pm 20\%$ 의 오차를 가졌으며, Fig. 8에 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 액체질소에 대한 열전달 촉진 및 압력강하 특성을 규명하기 위해 수행되었고, 평활관과 와이어코일 삽입법을 사용한 열전달촉진관을 제작하였다. 또 물과 에틸렌글리콜이 체적비율로 50%씩 혼합된 수용액을 가열유체 (Heating Fluid)로 택하여 증발 열전달촉진 및 압력강하 특성실험을 수행하였다. 그 결과, 열전달

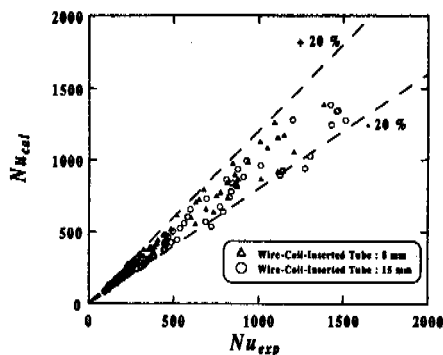


Fig. 8 Comparison of the experimental heat transfer coefficients to the calculated heat transfer coefficients for the wire-coil-inserted tubes

촉진관에 대한 압력강하는 평활관보다 내경 8 mm와 15 mm일 때 각각 약 100~300%, 약 50~100% 각각 높게 발생하였다. 증발열전달계수는 평활관인 경우, 단상유동에 대한 레이놀즈 수 대신 등가 레이놀즈 수를 사용하면 본 실험결과와 Dittus-Boelter식의 예측치와 매우 잘 일치하는 것으로 나타났다. 와이어코일을 삽입한 열전달촉진관은 평활관에 비해 170~200% 정도 열전달이 증가되었다.

본 연구에서 제안한 열전달 상관식은 액체질소를 사용하는 열교환기의 설계에 기초자료로 유용하게 사용될 수 있으며, 특히 액체질소는 LNG와 열역학적 물성치가 유사하여 LNG에 대한 열전달 특성 실험에 많이 사용된다. 따라서, LNG운반선의 LNG증발기에 사용되는 원통다관형 열교환기의 기초설계자료로 사용될 수 있으리라 판단된다. 또, 액체헬륨, 액체산소 등과 같은 여러 종류의 극저온유체에 본 연구결과를 적용시키기 위해서는 이들 유체에 대한 비교·검토가 요구된다.

후기

이 논문은 1996년 한국학술진흥재단 학술연구 조성비에 의하여 지원되었습니다.

참고문헌

- (1) Randall F. Barron, 1985, *Cryogenic system*, 2nd

- edition, Oxford University Press, New York, p. 3.
- (2) 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.
- (3) 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.
- (4) Clark, John A., 1968, "Cryogenic Heat Transfer," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 325~517.
- (5) Chen, J. C., 1966 "Correlations of Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Div.*, Vol. 5, p. 322.
- (6) Zuber, N. and Fried, E., 1961, "Two-Phase Flow and Boiling Heat Transfer to Cryogenic Liquids," *Combustion and Liquid Rocket Conf*, April 1961, Miami, Florida.
- (7) Kekjiro Mori, Kazumi Kasahara & Uji Shiota, 1986, "A Study on Steam-Heating LNG Vaporizers," *三井造船技報*, 第124號, Vol. 37~43.
- (8) 三浦俊泰, 1994, "LNG冷熱利用汚泥リサイクル設備," *NKK技報*, No. 147, pp. 20~21.
- (9) 한승탁, 김종보, 1994, "직접 접촉식 액화천연가스기화기의 특성에 관한 연구," *대한기계학회 논문집*, Vol. 19, No. 4, pp. 903~911.
- (10) Bergles, A. E., Nirmalan, V., Junkan, G. H. and Webb, R. L., 1983, "Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer II," *Heat Transfer Laboratory Report HTL-31*, ISU-ERI-Ames-84221, Iowa State Univ., December.
- (11) Sethumadhavan, R. & Rao, M. R., 1983, "Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26 No. 12, pp. 1833~1845.
- (12) Webb, Ralph L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley & Sons, Inc. pp. 1~30.
- (13) ASHRAE, 1994, *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, New York, pp. 20.5~20.7.
- (14) 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.
- (15) Webb, Ralph L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley & Sons, Inc. pp. 188~191.
- (16) John. G. Collier, 1972, *Convective Boiling and Condensation*, Second Ed., McGraw-Hill, UK, pp. 39~41.
- (17) Sieder, E. N. and G. E. Tate, 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes," *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 28 : pp. 1429~1435.
- (18) Kummur, R. & Judd, R. L., 1970, "Heat Transfer with Coiled Wire Turbulence Promoters," *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 48, pp. 378~383.