

## 관-통형 열교환기의 압력 손실 모형 개발

심윤섭, 위명환, 김연식, 이준  
한국원자력연구소

### 요 약

액체금속로 계통의 중간열교환기 (IHX) 설계 및 해석을 위한 방법론을 개발하기 위한 일차적인 작업으로 일반적인 관-통형 열교환기의 통측 압력 손실에 대한 연구를 수행하여 통측의 유동 특성을 조사하고 이러한 특성을 바탕으로 압력 손실 분석모형 전산 코드 ASTEPL 을 개발하여 측정자료와 비교한 결과 그 분석결과가 잘 일치하였으며 개발된 분석 모형을 이용하여 관-통형 열교환기 설계 인자와 압력 손실 및 교환기내의 유량간의 관계를 분석 하였다.

#### 1. 배경

액체금속로에서의 중간계통 열교환기 (IHX) 는 관-통 (shell-and-tube) 형 열교환기가 사용되는데 이 열교환기는 NSSS 내에 위치함으로 인하여 액체금속로의 성능 및 안전성에 지대한 영향을 미치게 되며 따라서 관통형 열교환기의 압력손실 특성분석이 액체금속로의 계통 개발에서 중요한 역할을 차지하게 된다. 관-통형 열교환기의 통 (shell) 압력 손실에 대한 연구는 오랜 기간 동안 이루어졌으며 상업적인 전산 프로그램 [1] 도 유통되고 있다. 그러나 이러한 프로그램은 액체금속로의 IHX 와 일반 산업용 관-통형 열교환기간에 기하형태상의 큰 차이가 있어서 액체금속로 IHX 해석에 적용하기 위하여는 프로그램의 대폭적인 수정이 필요하다. 한편 액체금속로의 관-통형 열교환기에 대한 프로그램은 일반에게 전혀 공개되어 있지 않아 프로그램 입수자체가 현실적으로 어려울 뿐 아니라 현존하는 해석 프로그램의 기능 및 신뢰성 등이 일반에 전혀 알려져 있지 않다. 이러한 여건으로 인하여 본 연구에서는 액체금속로 계통의 IHX 해석을 위한 일차단계로서 원통형의 일반 산업용 관-통형 열교환기에 대한 해석 모형을 개발하였다.

본 연구의 대상인 관-통형 열교환기에서의 통 (shell) 측 압력손실 분석 기법은 크게 나누어 유로망해석 기법 [2,3] 과 보정인자 기법 [4,5] 으로 나누어 진다. 전자는 원통내에 존재하게 되는 각 유동의 유로로 구성되는 유로망간의 상호 작용을 직접해석하는 기법이며 보정인자 기법은 이상유동 조건의 값을 기본으로 하되 주유로에서 이탈하는 각종의 유동에 의한 압력손실영향에 대한 보정인자를 사용하여 열교환기의 압력 손실을 계산하는 방법이다. 다양한 기하형태가 될 수 있는 액체금속로 IHX 의 해석모형 개발이 본 연구의 궁극적인 목적임을 고려하여 개발된 모형의 일반성을 최대한 살리기 위하여 유로망 해석 기법을 바탕으로 한 분석모형을 개발하였다.

#### 2. 해석 모형

가. 원통 내의 유동 종류

원통내의 구조물은 관과 칸막이 (baffle) 로 구성되어 있는 데 유체가 흐를 수 있는 유로의 종류를 Palen [1] 의 구분을 따라서 크게 세 가지로 나누었다. 첫째는 유동 (stream) A: 관다발을 교차하는 흐름으로서 주흐름, 둘째는 유동 B: 칸막이를 통과하는 흐름으로서 관과 칸막이 사이의 흐름 (B-bft) 과 칸막이와 통 (shell) 사이의 흐름 (B-bfs), 그리고 칸막이에 있는 유체구멍을 통과하는 흐름 (B-fh) 으로 구성된다. 이들 중 마지막 흐름은 일반 산업용 교환기에는 없는 흐름이나 IHX 에서는 유동제어 목적으로 설치를 고려할 수 있으므로 분석 모형에 포함 시켰다. 셋째는 유동 C 인데 흐름 방향은 유동 A와 동일한 방향이지만 유동위치가 유동 A 와는 달리 관다발과 통간의 사이를 통과하는 흐름 (C-bns) 과 관다발 중앙지역의 연속적인 빈 공간을 흐르는 흐름 (C-bnct) 으로 구성된다. 관다발 중앙지역의 연속적인 빈공간은 관다발 제작상의 이유로 형성될 수 있다. 이들을 그림으로 표시하면 그림 1과 같다. 그림 1에는 두 모형이 제시되어 있는 데 이들은 유동 A 와 C 가 창지역에서 합류하게 되는 위치에서 차이가 있다. 실제적인 합류 위치는 모형 1)과 2)의 중간정도로 예상되는 바 이러한 차이점의 영향을 정량적으로 파악하기 위한 것이다.

나. 지배식

질량보존식과 두점간의 압력차이에 대한 표현식으로부터 유도되는 데 그림 1에 그려진 두 유로망 모형에 대한 지배식은 다음과 같다.

o 유로모형 “가”

$$\dot{m}_b^2 C_b = \dot{m}_a^2 C_a + (\dot{m}_a + \dot{m}_c)^2 \cdot C_{DCW} \quad (1)$$

$$\dot{m}_a^2 C_a = \dot{m}_c^2 C_c \quad (2)$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_c \quad (3)$$

o 유로모형 “나”

모형 “가”의 식중 (1)의 식의 우변  $C_{DCW}$  를  $C_{BNW} + C_{DCW}$  로 대체할 식과 (2),(3) 식이 모형 “나”의 지배식이 된다. 여기서 하첨자는 그림 1에 표시된 구간의 성질을 의미하며 C 는 다음식으로 정의된다. 이 정의 식에서 K 및 A 는 각각 유동저항계수와 유동면적을 의미한다.

$$C_i = \frac{K_i}{2\rho A_i^2} \quad (4)$$

다. 세부모형

지배식 (1)-(3) 에 나타나는 K 를 유동저항 종류별로 모형화 시켰는 데 각 종류별 특성은 다음과 같다.

1) 관다발 중앙지역 (BNC) 손실

이 지역의 압력 수두P의 손실을 관다발에 대한 교차류 영향 (BNCC) 과 평행류 영향 (BNPC) 두 가지의 합으로 구성되며 다음 식으로 종합화된다.

$$\Delta P_{bnc} = C_{lm} \cdot (\Delta P_{cr} + \Delta P_{pa}) \quad (5)$$

여기서  $\Delta P_{cr}$  은 교차류에 의한 수두 손실, 그리고  $\Delta P_{pa}$  는 평행류에 의한 수두손실을 의미하며  $C_{lm}$  은 실제 유동의 대표적인 궤적과 교차류와 평행류의 궤적 길이 차이를 보정시키는 모형 상수로서 0과 1 사이의 값을 지닌다. 교차류에 의한 손실은 참고문헌 [4] 의 식을 활용했는데 저항계수  $f_c$  는 Reynolds 수, 다발배치형상, 관직경과 피치간의 비의 함수로 표시되며  $f_c$  와 압력 수두

P 와의 관계는 다음과 같다.

$$\Delta P_{cr} = \frac{L}{L_{PP/A}} f_c \frac{\rho V^2}{2} \quad (6)$$

한편 평행류는 직관 (straight tube) 내의 유동상관식 [6] 을 이용한다.

$$\Delta P_{pa} = f_p \frac{L}{d_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (7)$$

## 2) 창지역 (BNW) 손실

칸막이 빈부분의 지역인 데 앞의 관다발 중앙지역과 동일한 형태의 식을 사용하되 이 지역에서의 실질적인 교차류 통과거리와 기하형태상의 거리에 차이가 있음을 고려하여 길이 L 을 다음과 같이 표현한다.

$$L_{bnw} = C_{lcw} \cdot L_{cut} \quad (8)$$

$L_{cut}$  은 칸막이의 빈부분의 교차류 방향 길이를 그리고  $C_{lcw}$  는 모형 상수로서 1 이하의 값이며 관다발의 열교환기내 위치에 따라 달라지며 입구지역에서는 열교환기 중앙지역보다 더 큰 값을 지니게 된다.

## 3) 유동 방향 전환 (DCW) 손실

유체가 칸막이 빈부분을 통과하면서 유동방향을 180° 가까이 전환하게 됨으로 인하여 갖게 되는 손실로서 이는 칸막이간의 거리  $L_{seg}$ , 통의 직경  $ID_{sh}$ , 칸막이 빈구간 길이  $L_{cut}$  의 함수로 묘사하며 다음 식으로 계산된다.

$$K_{dc} = 2 C_{kdc} \cdot \Theta(L_{seg}, ID_{sh}, L_{cut}) \quad (9)$$

## 4) 유동 B 의 손실

이는 칸막이에 있게 되는 칸막이-관, 칸막이-통간의 간격 및 유동전용 구멍을 흐르는 유동에서의 손실로서 이들은 모두다 형상에 의한 손실 (form loss) 과 마찰손실의 합으로 표현한다.

## 5) 유동 C 의 손실

유동 C 는 관다발과 통 사이의 유동 (BNS) 및 관다발 중앙지역의 공간 유동 (BNC) 두 종류가 있는 데 모두다 유동 B 에 비하여 유로 면적이 넓으면서 유로가 긴 상대적인 차이점이 있다. 먼저 BNS 유동은 그 유로벽의 한 면이 단순한 통 표면인 반면 다른 한면은 관다발 가장자리 임을 고려하여 마찰계수를 단순관내의 유동 마찰계수와 90° 배치 관다발의 교차류 마찰계수의 합으로 표시한다. 또한 BNC 유동은 좌우가 단지 관다발 가장자리만으로 구성되는 유로를 통과함으로 BNS 와는 달리 단지 90° 배치 관다발의 교차류 마찰계수만으로 묘사한다.

## 6) 열교환기 출구 및 입구 지역 손실

이 지역은 기본적으로는 앞에서 설명한 열교환기 중앙지역의 모형을 사용하되 이 지역의 특성을 고려하여 다음과 같은 보정을 한다. 이 설명은 입구 또는 출구 노즐이 그림 1에서 상부에 위치하는 경우이다.

- o 상부의 유동 방향전환 손실이 없음
- o 상부의 BNW 및 BNC 유량은 유동 A 와 유동 B 의 합

## 7) 수식체제의 해

이상의 개념에 의한 수식체제의 변수 유량 m 과 손실계수 K 가 상호간에 Reynolds 수를 통하여 함수관계가 됨으로 반복계산 (iteration) 이 필요하며 이를 위하여 전산 프로그램

ASTEEL (Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchanger Pressure Loss) 을 개발하였다.

### 3. 본 해석 모형과 기존 모형과의 비교

기존 모형 중 보정인자 기법은 전 유량이 유동 A 의 유로로 흐르는 것으로 일단 간주하여 손실을 구한 다음 여기에 경험적인 보정인자를 주어진 도표로부터 값을 찾아서 보정을 함에 비하여 본 모형 기법에서는 유동 A 만이 아니라 가능항 전 유동의 종류를 실제로 묘사함으로 인하여 통내의 유동 현상 자체가 보정인자 기법에 비하여 훨씬 더 실제에 충실하게 묘사되기 때문에 일반성을 더 지닐 수 있다는 근본적인 장점이 있다. 실제로 보정인자 기법에서는 유동 B 및 유동 C 의 영향을 단순화된 도표로 모형함으로 인한 한계가 있다. 예로써 Reynolds 수 영향을 들 수 있다. 각 유동의 크기는 유로간 유체적 저항 크기 차이에 의하여 이루어지고 이는 다시 열교환기의 압력 손실 크기를 결정짓게 되는 데 각 유로의 유체적 저항은 형상손실에 의한 저항과 마찰 손실에 의한 저항으로 구성되며 이 구성요소는 Reynolds 수에 따른 변화 정도가 서로 다름으로 Reynolds 수 영향에 대한 고려가 필수적이다. 그러나 보정인자 기법에서는 유동 A 에 대해서만 Reynolds 수 영향을 고려하고 보정인자 산출은 단지 기하인자의 영향만을 고려하는 단점이 있다. 기존 모형 중의 유로망 해석 기법은 열교환기 내의 각종 유로에 대한 균형관계식을 통하여 각 유동간의 상호 작용을 직접 고려한다는 점에서는 본 연구의 분석 모형과 같다. 그러나 이 이후의 구체적인 모형은 기존의 유로망 해석 기법이 상업적 기관인 HTRI 를 중심으로 하여 발전하여 왔기에 일반에 공개되고 있지 않아 본 연구의 모형과의 차이점에 대한 평가는 현실적으로 이루어질 수가 없었다.

### 4. 개발된 모형에 대한 평가

#### 가. 비교 대상 측정자료

개발된 모형의 평가를 위한 본모형과의 비교대상으로서 D.Halle의 실험자료[7]를 이용하였으며 대상 열교환기의 주요 제원을 보면 통직경: .59m, 관길이: 3.58m, 관외경: 19.1mm, 피치/외경: 1.25, 유량: 0.063m<sup>3</sup>/sec 이며 본 연구에서 인용한 네 가지 경우는 칸막이의 수, 관의 배치 각도 및 관의 수 등에서 차이가 상호있는 데 이들을 각각 C7-30, C7-90, C5-30, 그리고 C5-90 로 표시하였다. 이 표시의 앞의 숫자는 칸막이 수 그리고 뒷 숫자는 관의 배치 각도를 의미하는 데 관 (tube) 수는 배치각이 30° 경우 499개 그리고 90° 경우는 421개 였다. 참고자료에서 밝힌 측정오차 유량 0.002m<sup>3</sup>/sec, 압력 1.4KPa 와 측정된 자료를 이용하여 오차전과 및 측정치의 일관성에 대한 분석을 수행한 결과 관다발 전체의 압력치의 오차는 C7-30, C7-90, C5-30, 그리고 C5-90 경우 각각 ±4%, ±5%, ±7%, 그리고 ±9% 이며 C7-30 경우 계통 및 유동의 안정성 등으로 인한 재현성의 오차가 ±4% 로 추정되어 종합적으로는 기술된 기하형태 조건의 압력손실과 측정치간의 차이의 범위가 ±10% 정도가 될 것으로 추정된다.

#### 나. 측정치와의 비교

유로망에 대한 모형 설정중 불투명한 부분이 있었던 창지역에서 유동 C 와 유동 A 간의 합류지점에 대한 영향을 평가를 수행하였는데 그결과는 그림 2와 같이 이두가지 유로망 모형 간의 상대적 차이는 약 2~5%정도로 비교적 그 영향이 크지 않음이 밝혀졌는데 종합적인 판단으로 그

림 1 가) 유로망을 본 연구의 최종 유로망으로 설정하였다. 이를 이용한 본 모형의 계산 결과와 측정치와의 비교는 그림 3에 보인 바와 같이 그 차이는 최대 6% 였는데 이는 측정치의 오차범주 안에 들어가는 것이다. 또한 구간별 압력손실 자료가 있는 C7-30 경우 입구/출구지역 및 중간지역 압력손실에 대한 ASTEEPL 의 분석치가 각각 9.78KPa, 26.93KPa 인데 비하여 측정치는 그 값이  $9.4 \pm 0.8\text{KPa}$ ,  $26.6 \pm 0.8\text{KPa}$  로서 측정치상의 편차 범위 안에 들어가는 좋은 비교 결과를 나타내었다.

#### 5. 관-통 형 열교환기의 압력 손실 특성

개발된 코드 ASTEEPL 은 열교환기의 유로를 있는 그대로 묘사하기 때문에 열교환기의 설계 인자의 변화 특성의 영향을 그대로 파악할 수 있었으며 C7-30 경우 설계치를 기준으로 하여 영향을 분석한 결과중의 일부를 그림 4~6에 보였는데 중요한 점은 열교환기의 기본 목적인 열전달에 효율적인 유동 A 의 양이 전체 유량의 70% 정도되며 이다음으로 효율적인 유동 B-bft 가 약 10% 정도로 전체적으로 보아 통측 총 유량 중 약 80% 가량이 열전달에 효율적으로 이용될 수 있다는 것과 관의 외경에 따른 주흐름인 유동 A 양의 변화는 비교적 둔한 반면에 압력손실의 변화는 극히 민감하여 조건에 따라서는 그 민감도가 40~50%/10%가 된다는 것이다.

#### 6. 결론

액체금속로 중간열교환기 (IIIX) 설계 및 분석을 위한 일단계 작업으로서 일반 산업용 관-통 형 열교환기에 대한 압력손실 해석 모형 코드 ASTEEPL 을 개발하였으며 측정치와 비교 결과 측정치의 오차 범위안에서 그 결과가 상호 일치 하는 좋은 결과를 나타냈으며 완성된 모형을 이용하여 관-통 형 열교환기의 설계인자가 압력손실에 미치는 특성을 정량적으로 분석하였다.

#### [참고문헌]

1. M.E. Leesley 편집, Computer Aided Process Plant Design의 Part II HTRI: Computer Programs for the Rating and Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers, Gulf Publish Co., Houston, U.S.A., 1982
2. J.W.Palen and J.Taborek, "Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis method", CEP Symposium Series 65, No. 92, pp. 53-63, 1969
3. J.W.Palen, "Design of Process Heat Exchangers by Computer-A Short History", Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, U.S.A., 1986
4. J.Taborek, "Shell-and-Tube Heat Exchangers: Single-Phase Flow", Heat Exchanger Design Handbook, Sect. 3.3, Hemisphere, New York, U.S.A., 1982
5. R.S.Kistler and J.M.Chenoweth, "Heat Exchanger Shell-Side Pressure Drop: Comparison of Predictions with Experimental Data", J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 68-76, 1988
6. I.E.Idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance, Hemisphere Publishing Co., 1986
7. H.Halle, J.M.Chenoweth, and M.W.Wambsganss, "Shell-side Water Flow Pressure Drop Distribution Measurement in an Industrial-Sized Test Heat Exchanger", J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 60-67, 1988

기내에 증기 또는 수소기체가 존재하지 않도록 설계하거나, 발생할 경우에 이를 제한할 수 있는 설계를 검토하였다. 이에 따라, 모든 설계는 운전원이 항상 원자로용기의 수위를 정확히 감지할 수 있게 함으로서 혼동을 야기시키지 않도록 노력하였다[5]. 미국의 대표적인 전력연구소인 EPRI에서는 개량형 경수로 설계요건으로 이와 관련한 설계가 반영되도록 요건을 명기하였다.[1] 따라서, 많은 미국내 원전 설계자는 개량형 경수로 설계시 이러한 요건을 만족하고자 여러 가지 설계 방안을 검토하였다. 특히 EPRI에서는 사고 또는 비정상 조건으로 인하여 계통내에서 증기 또는 수소기체가 발생되지 않도록 가압기의 용량을 증대시키는 방안을 검토하였고 이와 병행해서 원자로용기에 증기 또는 수소기체가 생성시 항상 이를 가압기로 배출함으로써 원자로용기를 단상으로 유지하여 어떠한 경우에서든 원자로용기의 수위를 감지할 수 있게 설계하도록 하였다. 본 논문에서는 2,825 MWt급 한국형 표준원전을 대상으로 EPRI의 설계방안중 발전소가 사고 또는 비정상상태로 인하여 원자로용기내에 증기 또는 수소기체가 발생시 이를 제거하고자 원자로용기 상부헤드와 가압기에 연결관을 설치하는 방법을 검토하였고 가압기의 용량 증대 방안에 대해서는 검토범위에 포함하지 않았다. 연결관을 설치하는 방법은 연결되는 가압기의 연결관 위치에 따라 3가지 설계안을 고려하였고, 각각의 설계안으로부터 증기 또는 수소기체가 발생시 이를 제거할 수 있는 충분한 용량의 연결관 크기 계산과 각각 유형별 특성에 따라 고려해야할 설계 사항들을 분석하였다.

## 2. 본 론

본 논문에서 상세설계를 위해 TMI사고와 같이 노심으로부터 발생한 수소기체를 제거하기 위한 설계뿐만아니라, 발전소의 비정상 상태로 인하여 원자로용기내에 증기가 발생했을 경우에도 이를 배출할 수 있는 충분한 설계가 되도록 하였다. 따라서, 두가지의 경우를 모두 검토하여 설계요건을 만족할 수 있는 방안으로 찾고자 하였다. 검토된 설계 방안은 다음의 3가지 설계안에 대하여 분석하였다.

- (1)안 : 원자로용기 상부헤드와 가압기 상부헤드에 연결관을 수평으로 연결하는 방안  
(그림 2a 참조)
- (2)안 : 원자로용기 상부헤드와 가압기의 밀립관에 연결관을 연결하는 방안  
(그림 2b 참조)
- (3)안 : 원자로용기 상부헤드와 가압기 상부헤드에 연결관을 연결하되 정상운전시 원자로 용기로부터 가압기에 유량이 흐르지 않도록 설계하는 방안 (그림 2c 참조)