

평행관 모델링을 통한 보일러 화로벽관 내 밀도파 불안정의 해석

김진일* · 최상민**†

* 두산중공업(주) 기술연구원 시스템엔지니어링팀(현 근무지), ** KAIST 기계공학과,

Analysis of Density Wave Oscillation in Boiler Furnace Wall Tubes with Parallel Channel Modeling

Jinil Kim* and Sangmin Choi**†

* System Engineering Team, Corporate R&D Institute, Doosan Heavy Industries and Construction (Current address)

** Dept. of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology

(Received August 30, 2012 ; Revised October 4, 2012 ; Accepted October 8, 2012)

Key Words: DWO(밀도파 불안정), Dynamic Instability(동적 불안정성), Furnace Wall Tubes(화로벽관), Two Phase Flow(이상유동), Parallel Channel(평행관)

초록: 화력발전용 관류보일러 화로벽관에서의 밀도파 불안정 예측을 목적으로 수치모델을 개발하였다. 시간 도메인에서 1 차원 유한체적법을 적용하여 관내 비정상상태의 유동장을 계산하였으며, 화로벽관의 평행관 연결을 모사하기 위해 헤더의 모델도 포함하였다. 평행관들 가운데 하나의 관에 열 섭동을 부가 후 관 입출구 유량의 변동을 관찰함으로써 밀도파 불안정을 찾았다. 개발된 모델은 문헌의 실험결과와 검증을 거쳐 700MW 보일러 화로벽관에 적용하였다. 그 결과 Takitani의 실험결과에서는 평행으로 연결된 우회 유량이 줄어들수록 불안정 경계 열량이 상승하는 경향이 있었던 반면, 보일러 화로벽관의 경우에는 평행관 모델링에 크게 영향을 받지 않음을 확인하였다.

Abstract: A numerical model was developed to predict the density wave oscillation (DWO) in the furnace wall tubes of a fossil-fired once-through boiler. The transient flow fields in the tubes were obtained using a 1D finite volume method in the time domain. A header model was also implemented to simulate the parallel tube connection of the wall tubes. The inlet and outlet mass flow variation in one of the parallel tubes was examined after a heat perturbation to find the DWO. After successful verification with experimental results reported in literature, the developed model was applied to the wall tubes of a 700-MW boiler furnace. In contrast to the simulation of Takitani's experiment, in which the unstable power thresholds tended to rise in the reduced bypass channel flow, no remarkable changes were observed in the power thresholds in the parallel channel modeling of the wall tubes of the boiler furnace.

- 기호설명 -

a : 이산화 계수
 A : 단면적 [m^2]
 b : 이산화 방정식 내 상수항
 d : 압력 보정 계수 [$m^2 s/kg$]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 k : 압력 손실 계수
 p : 압력 [Pa]
 ΔP_f : 마찰손실 [Pa]
 ΔP_g : 수두손실 [Pa]

q : 시간당 열량 [W]
 S : 이산화 방정식 내 생성항
 t : 시간 [s]
 T : 온도 [K]
 u : 속도 [m/s]
 V : 부피 [m^3]
 W : 질량 유량 [kg/s]
 W_r : 바이패스 비 [-]
 x : 길이 [m]

그리스문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ϕ : 종속변수

† Corresponding Author, smchoi@kaist.ac.kr

Γ : 확산계수

상첨자

0 : 이전 스텝에서 수치

' : 보정 수치

* : 추측되는 수치

하첨자

e : 체적 동쪽 경계면의 수치

nb : 이웃한 체적의 수치

P : 체적 중심에서의 수치

w : 체적 서쪽 경계면의 수치

1. 서론

화력 발전 보일러의 화로는 연료의 연소에서 발생한 열을 화로벽관 (Furnace wall tubes) 내를 흐르는 물에 전달하여 증기로 변환하는 역할을 하는데, 그에 따라 화로벽관 내의 유동은 액체 상태의 물과 기체 상태의 증기가 함께 흐르는 이상유동 (Two phase flow)이 필연적으로 수반한다. 이상유동은 단상유동(Single phase flow)에 비해 쉽게 불안정해질 수 있는 경향을 가지고 있기 때문에 이상유동 불안정성은 화로관의 설계에서 반드시 고려되어야 하는 현상이다.⁽¹⁾

이상유동 불안정성을 Bouré 등⁽²⁾은 정적 및 동적 불안정성으로 분류하였다. 정적 불안정성(Static instability)은 정상상태의 관내 유동이 유량이나 압력의 미소한 변동에 의해 다른 유량의 정상상태로 갑자기 이동하는 현상(Flow excursion)으로서, 이 현상을 최초로 발견한 연구자의 이름을 따서 Ledinegg⁽³⁾ 불안정성이라고도 한다. 동적 불안정성(Dynamic instability)은 어떤 원인에 의해 유량이나 압력, 관의 온도 등이 시간에 따라 지속적으로 바뀌는 형태로 나타나는 불안정을 말하며, 압력, 유량, 입열량 등의 섭동(Perturbation)에 의해 관내 유체의 유량이 주기적으로 진동하는 밀도파 불안정(Density wave oscillation)이 일반적으로 이상유동 시스템에서 가장 흔히 발생하는 동적 불안정 현상이다.⁽⁴⁾

밀도파 불안정은 보일러의 화로벽관과 같이 입구와 출구 헤더에 다수의 평행관들이 연결된 구조에서 특정한 관의 유량이나 압력, 입열량 등에 섭동이 있을 때 유량, 증발율, 압력강하 등이 상호작용하면서 서로 영향을 미치기 때문에 발생한다. 보일러에서는 기동 시 석탄버너가 점화하면서 화

로 내 열량이 순간적으로 변화하는 열섭동이 있을 때 나타날 수 있다. 어떤 관에 입열량의 순간적인 증가와 같은 섭동이 주어질 경우 이상유동 구간의 기공율(Void fraction) 증가와 함께 관내 압력강하량이 커지게 되는데, 함께 연결된 평행관들에 의해 시스템 전체의 압력강하는 항상 일정하게 유지되고 있으므로 섭동이 일어난 관의 압력강하가 시스템의 압력강하와 일치하기 위해 입구의 유량이 줄어들게 된다. 입구 유량이 줄어들 경우 단상 유동 구간의 엔탈피 상승이 커지고 증발 시작 경계(Boiling boundary)가 입구 쪽으로 이동하게 되면서 이상유동 구간의 기공율의 변화와 압력강하의 계속적인 상승으로 이어진다. 그러나 줄어든 유량으로 인해 관의 압력강하가 서서히 감소하게 되면서 입구의 유량은 다시 증가하게 되는데, 유량과 압력강하, 엔탈피 변화의 차이에 따라 유량의 변화가 반복적으로 일어날 수 있다. 엔탈피, 증발율, 기공율 등의 변화는 유체의 속도와 비슷한 속도로 하류로 전달되는데 비해 압력의 변화는 음파의 속도로 훨씬 빠르게 전달되면서 이 각 요소들 사이에 위상 차가 생기고 상호작용에 의해 입구 유량 진동이 일정한 크기로 지속되거나 강해질 수도 있는 것이다.⁽⁵⁾ 이 현상은 보일러 화로벽관의 과열, 피로 등을 일으켜 화로의 건전성에 심각한 문제를 발생시키게 된다.

일반적으로 밀도파 불안정의 실험에는 Fig. 1 과 같은 실험설비가 사용된다. 테스트 섹션과 평행하게 연결된 우회(Bypass) 채널을 통해 테스트 섹션에 비해 상당히 큰 유량이 흐르도록 함으로써 시

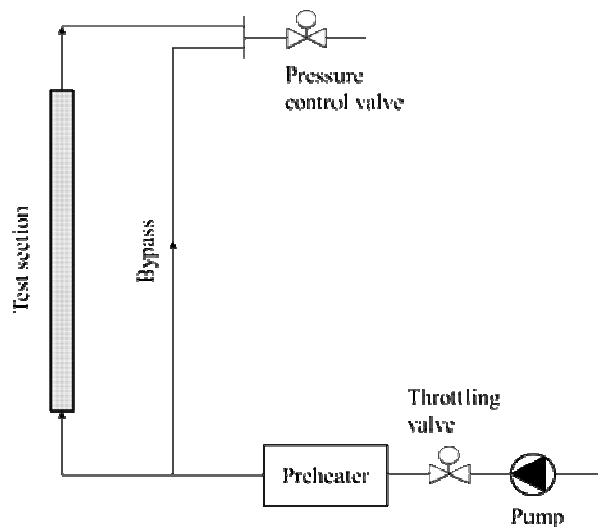


Fig. 1 General equipment configuration in a DWO experiment

스텝 전체의 입출구 압력이 거의 변하지 않도록 하는 조건에서 테스트 섹션의 가열량 등에 섭동을 제공한 후 유량의 변화를 관찰한다. 시스템이 불안정할 경우, 섭동 이후 테스트 섹션 내의 유량이 정상상태로 돌아 오지 못하고 계속 진동하게 된다.

밀도파 불안정의 이론적 예측에는 선형해석 방법과 비선형해석 방법이 사용되고 있다. 선형해석 방법은 지배방정식의 라플라스 변환에 의한 선형화와 제어이론을 통한 주파수 도메인에서의 해석으로 안정과 불안정이 발생할 수 있는 파라미터의 영역을 확인하는 방법이며, 비선형해석 방법은 일반적으로 지배방정식의 유한차분법 적용과 시간도메인에서의 해석을 이용하는 방법이다. Chatoorgoon⁽⁶⁾에 의하면 비선형 해석 방법이 해석의 경계조건을 바꾸어 가며 시행착오로 불안정 조건을 찾아야 하고 구현하기 힘들다는 단점이 있으나, 선형 해석방법에서 얻기 힘든 제한주기진동(Limit cycle oscillation)의 예측이 가능하고 비교적 더 정확한 결과를 얻을 수 있다.

비선형 방법에 의해 밀도파 불안정을 예측하는 것은 실험적인 방법을 수치적으로 모사하는 것과 같다고 볼 수 있다. 그런데 평행으로 연결된 우회 채널에 의해 테스트 섹션의 입출구 압력이 고정되는 효과가 있기 때문에 불안정 조건을 찾을 때에 일반적으로 테스트 섹션의 단일 채널에 대한 해석만으로 가능하다. 이 때 정상상태의 유량에 대한 테스트 섹션의 입구와 출구의 압력을 섭동 이후 비정상상태 해석의 경계조건으로 사용하게 된다.

본 논문에서는 관류형 보일러 증발관에서 발생할 수 있는 밀도파 불안정에 대한 예측을 목적으로 개발한 비선형 해석방법을 소개한다. 이것을 위하여 본 연구에서는 보일러 관에 대해 1 차원 유한체적법을 적용하였으며, SIMPLE 방법⁽⁷⁾으로 섭동이 주어진 이후의 관내 비정상상태의 유동장을 구하였다. 그 과정에서 보일러 화로벽관의 과도 전도 해석을 통해 관 내벽과 유체 사이의 열전달 변화를 반영하였다. 앞서 언급한 단일관 압력 고정의 해석 방법에 더하여 대상관 이외의 관을 우회채널로 함께 해석하는 평행관 해석을 통해 밀도파 불안정의 예측이 가능하도록 관의 연결에 대한 수치모델을 포함하였으며 그 결과를 서로 비교하였다.

2. 수치적 모델링

2.1 관내 유동장 해석

관내의 유동장 계산을 위해서 길이 방향으로 관

을 다수의 체적으로 나누고, 이 체적들에 대해 다음과 같은 미분방정식으로 표현되는 보존식 (1),

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u \phi}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S \quad (1)$$

을 적분하여 이산화한 대수 방정식을 구성하였다. 위의 식은 ϕ 가 1, 속도 u , 엔탈피 h 일 때 각각 질량, 운동량, 에너지 보존식을 나타낸다. 운동량 방정식에는 압력이 지그재그(zigzag) 형태로 나타나는 결과를 피하기 위해 엇갈림 격자(Staggered grids) 구조를 사용하였다. 그 결과로 하나의 체적에서의 운동량방정식 (2)와 에너지방정식 (3)은 다음과 같이 이웃한 체적의 속도와 압력, 엔탈피를 포함하는 대수방정식으로 나타낸다.

$$a_p u_p = \sum a_{nb} u_{nb} + (p_w - p_e)A + b \quad (2)$$

$$a_p h_p = \sum a_{nb} h_{nb} + b \quad (3)$$

$$\frac{\rho_p - \rho_p^0}{\Delta t} A \Delta x + (\rho u A)_e - (\rho u A)_w = 0 \quad (4)$$

관 전체 체적에 대해 이 방정식들을 연립하여 풀면 이산화한 유동장을 얻게 되는데 이것의 해법으로는 SIMPLE 알고리즘⁽⁷⁾을 사용하였다. 이 알고리즘은 가정된 압력과 속도로부터 연속방정식을 적분하여 얻어지는 대수방정식 (4)에 방정식 (2)를 대입하여 연속방정식을 만족하는 속도와 압력을 반복적으로 찾아가는 방법이다. 단일 채널에 대해서는 상류와 하류의 체적 변수들만 한 체적의 방정식에 나타나므로 TDMA(Tri-diagonal Matrix Algorithm)를 이용하여 비교적 간단하게 해를 구할 수 있다.

운동량 방정식의 생성항으로 반영되는 마찰손실 ΔP_f 과 수두손실 ΔP_g 의 계산에는 균질모델(Homogeneous model)을 사용하였다. 균질모델은 이상유동의 가장 단순한 모델이기는 하나 밀도파 불안정의 해석적 연구에 널리 사용되고 있는 모델이다.⁽⁸⁾ 각 체적 경계 면에 필요한 물성치는 유체 흐름의 상류에 해당하는 체적의 값을 사용하는 Upwind scheme 을 사용하였다. 1 차원 관내 유동으로서 확산항은 마찰손실로 생성항에 포함되거나(운동량방정식), 유체 내 길이방향의 전도는 무시(에너지방정식)하였기 때문에 Upwind scheme 으로도 충분한 것으로 판단하였다. 유체의 밀도는 균질모델에 따라 각 체적의 압력과 엔탈피를 사용하

Table 1 Heat transfer coefficients with respect to flow regimes

Region	Correlation
Single phase	Gnielinki ⁽¹⁰⁾
Subcooled boiling	Jens and Lottes ⁽¹¹⁾ Thom ⁽¹²⁾
Saturated boiling	Chen ⁽¹³⁾
Dryout	Kon'kov ⁽¹⁴⁾
Liquid deficient region	Groeneveld ⁽¹⁵⁾
Condensation	Shah ⁽¹⁶⁾

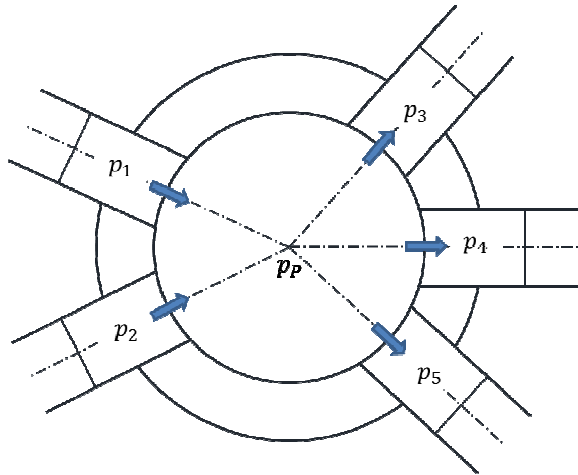


Fig. 2 Modeling for a header

여 IAPWS-IF97⁽⁹⁾로 계산하였다.

2.2 헤더의 모델링

평행관의 병렬 연결에 대한 모델링이 가능하도록 단일관을 흐르는 유량이 한 곳에 모이거나 분배될 수 있는 헤더에 대한 수치모델을 포함하여 Fig. 2 와 같이 단일관의 체적을 서로 연결하였다. 헤더는 하나의 체적으로 간주하였고, 하나의 압력과 엔탈피를 가지도록 하였으며 이상적인 유체의 혼합을 가정하였다. 헤더의 압력 또한 SIMPLE 알고리즘에 의해 결정되도록 하였다.

헤더로 유량이 들어오는 관 경계면에서의 물성치를 첨자 w 로, 빠져나가는 관 경계면에서의 물성치를 첨자 e 로 표현할 경우 헤더에서의 질량보존식 (5)는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\rho_p - \rho_p^0}{\Delta t} V + \sum \rho_e u_e A_e - \sum \rho_w u_w A_w = 0 \tag{5}$$

수식 (2)로 표현된 헤더와 연결된 각 채널 체적들의 속도를 여기에 대입하면 헤더의 질량 보존을 만족하기 위한 헤더의 압력보정량이 연결된 체적의 압력보정량을 포함하는 대수방정식으로 나타난다. 압력보정량은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$a_p p'_p = b \tag{6}$$

$$a_p = \sum \rho_e A_e d_e + \sum \rho_w A_w d_w \tag{7}$$

$$b = - \sum \rho_e A_e (u_e^* - d_e p'_e) A_3 + \sum \rho_w A_w (u_w^* + d_w p'_w) - \frac{\rho_p - \rho_p^0}{\Delta t} V \tag{8}$$

헤더의 엔탈피는 헤더로 유량이 들어오는 체적들의 엔탈피를 이용하여 다음과 같이 나타난다.

$$a_p h_p = b \tag{9}$$

$$a_p = \sum \rho_e u_e A_e + \frac{\rho_p^0 V}{\Delta t} \tag{10}$$

$$b = \sum \rho_w u_w A_w h_w + \frac{(p - p^0) + \rho_p^0 h_p^0}{\Delta t} V \tag{11}$$

헤더의 압력수정식이나 압력계산식 및 엔탈피방정식은 개별 채널과 분리하여 반복 계산함으로써 개별 관에서의 TDMA 해법을 그대로 유지할 수 있었다.

2.3 열전달의 모델링

관내 열흡수량은 화로관에 대한 과도 전도해석을 통해 관 내벽 온도와 유체의 온도 차에 의해 발생하는 대류열전달로 계산한 후 관 내 각 체적 에너지방정식의 생성항으로 사용하였다. 복사가 지배적인 화로벽관의 특성을 고려하여 관외에는 고정된 열유속 조건을 부여하였으며, 관 길이 방향의 전도는 무시하였다. 관내 열전달 계수는 이상유동 영역을 포함한 관내 유동 영역에 따라 Table 1 과 같은 관계식을 이용하여 계산하였다.

3. 수치적 모델의 검증

작성한 프로그램은 문헌에 공개된 많은 자료들과의 비교를 통해 검증하였다. 비정상상태의 단일 채널 이상유동의 결과를 Method of Characteristics (MECA) 벤치마크 결과⁽¹⁷⁾와, 관 네트워크 연결에

대한 계산을 문헌⁽¹⁸⁾의 해와, 관 전도계산은 상용 프로그램의 결과와 비교하여 잘 일치함을 확인하였다. 작성된 수치모델의 검증에 대한 더 자세한 내용은 참고문헌을 참고할 수 있다.⁽¹⁹⁾ 개별적인 수치모델의 검증 후 이들 모델을 통합하여 밀도파 불안정에 대한 검증을 진행하였다.

밀도파 불안정의 검증을 위해서는 비교적 실험 조건이 잘 제시되어 있어 비교가 용이한 것으로 판단된 Takitani 등⁽²⁰⁾의 실험결과를 이용하였다. Takitani의 실험 또한 일반적으로 밀도파 불안정의 실험에 사용하는 실험설비 구조 Fig. 1과 같은 형태를 취하고 있다. 즉 테스트 섹션에 비해 큰 유량이 흐르는 우회(Bypass) 채널에 의해 비정상상태 하에서 테스트 섹션을 포함한 시스템 입구와 출구의 압력이 고정된 것과 동일한 효과가 나타나도록 하였다. 실험에 사용한 조건은 Table 2와 Table 3에 나타낸 바와 같다. 수치 모델의 검증에는 단일관 모델을 사용하여 정상상태의 해석을 통해 입구와 출구의 압력을 구한 후 비정상상태

Table 2 Parameters in Takitani's experiment

Heated channel	
- Diameter [m]	0.015
- Thickness [m]	0.00125
- Length [m]	5.252
- Roughness [m]	$5 \cdot 10^{-5}$
Bypass channel	
- Diameter [m]	0.05

Table 3 Operating parameters in Takitani's experiment

Exp. No.	Pressure [ata]	Mass flux [kg/m ² s]	Inlet Temp. [deg C]	k _{in} [-]
121-10	40.0	337	147	520
121-04	42.4	335	158	520
910-03	40.5	323	167	500
128-07	42.0	318	152	500
1008-06	42.0	298	144	500
122-05	40.0	220	149	520
1125-33	40.3	220	146	500
121-21	41.0	177	147	520

의 계산과 함께 이 압력을 고정시키고 섭동을 주었으며, 섭동에는 Takitani의 실험을 따라 열량섭동만을 사용하였다. 그 후 우회채널을 흐르는 유량과 테스트 섹션을 흐르는 유량의 비에 따른 불안정 경계열량(Unstable power threshold)의 변화를 살펴보기 위하여 우회채널도 함께 평행관으로 모델링하여 그 효과를 살펴보았다.

3.1 단일관 모델링

단일관 모델링은 Takitani가 문헌에서 제시한 8가지의 실험조건에 대해 테스트 섹션 하나의 모델링을 통해 불안정이 시작하는 열량을 실험결과와 비교하는 방법으로 진행하였다. Takitani가 제시한 입구압력과 유량, 온도, 압력손실계수 및 입열량을 적용하여 정상상태의 채널 입출구 압력을 구하고, 그 압력을 경계조건으로 하여 비정상상태의 계산 시작과 함께 5초간 10%의 열량 섭동을 준 후 입구와 출구의 유량 변화를 기록하였다. 문헌에서는 테스트 채널 출구 부에 설치한 기수분리기, 헤더 등의 장치 내부에서 발생하는 추가적인 압력손실에 대한 정보가 정확하게 기술되어 있지 않았기 때문에 검증에는 하나의 실험을 기준으로 출구압력손실계수를 추정하고(k_{out} ≈ 14) 모든 실험조건에서 동일하게 적용하였다. 어떤 열량에 의한 결과가 안정한 것으로 나타난 경우, 열량을 조금 증가하여 불안정이 나타날 때까지 반복하는 방법으로 불안정 경계열량을 찾았다. 이상과 같은 계산 조건을 Fig. 3에 나타내었으며, 이 해석에 사용한 체적의 개수(N)는 100개이고 시간간격은 0.01초이다.

하나의 실험조건에 대한 입출구 유량의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 입열량의 섭동에 따라 시작된 관 입구 유량의 진동이 관이 받고 있었던 열량

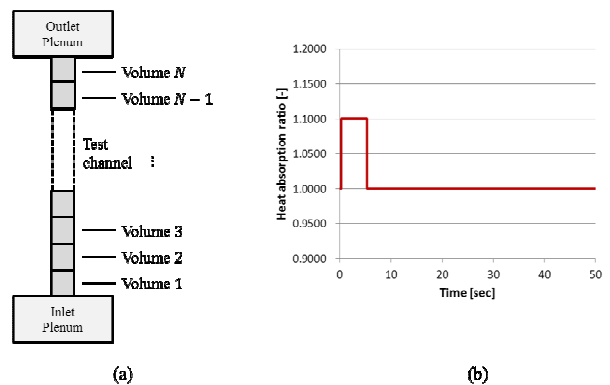


Fig. 3 (a) Single channel modeling, (b) Heat perturbation condition

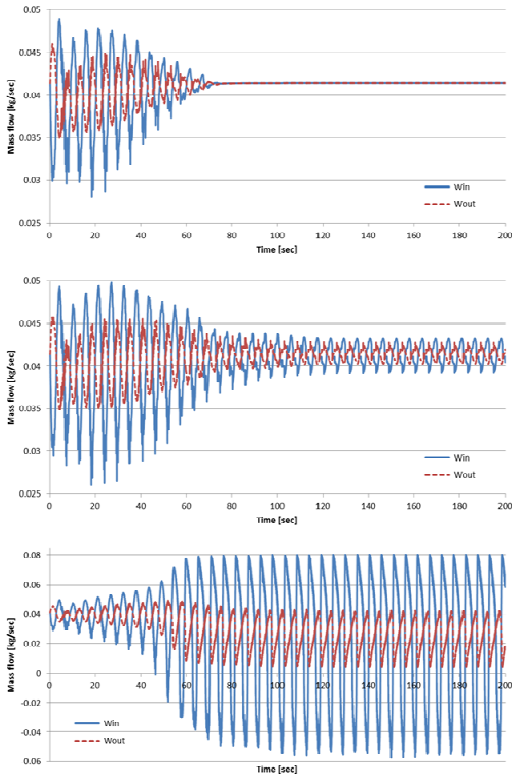


Fig. 4 Inlet and outlet mass flow variation from single channel modeling, Ex. No.121-10, (a) 95kW, (b) 96kW, (c) 97kW

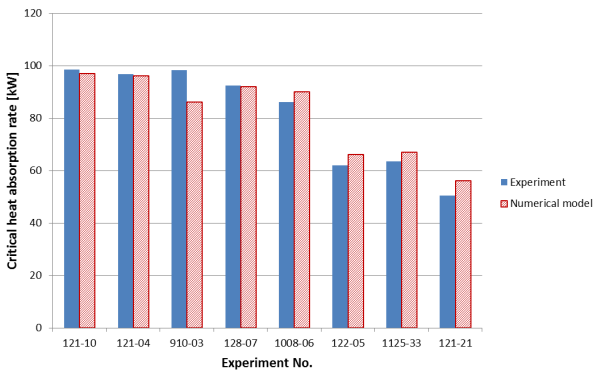


Fig. 5 Unstable power thresholds from Takitani's experiment and the numerical model

의 크기에 따라 점점 감소하여 없어지거나, 부분적인 감소 후 일정한 주기로 반복하거나, 계속 증가하는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 그림에서 (c)와 같이 섭동 이후 유량의 진동이 감소 없이 지속적으로 커지는 결과를 가져오기 시작하는 열량을 불안정 경계로 보았다. (b)와 같은 형태도 불안정이라는 하나 (c)와 열량의 차이가 크지 않으면서도 아주 작은 진동으로 나타날 경우 판단이 모호한 점이 있어 포함하지 않았다.

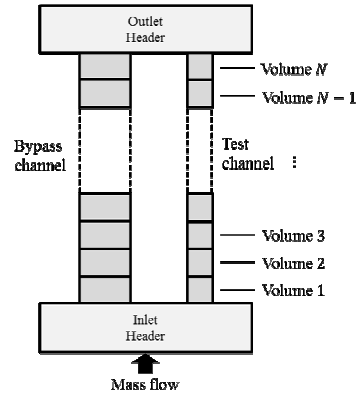


Fig. 6 Parallel channel modeling

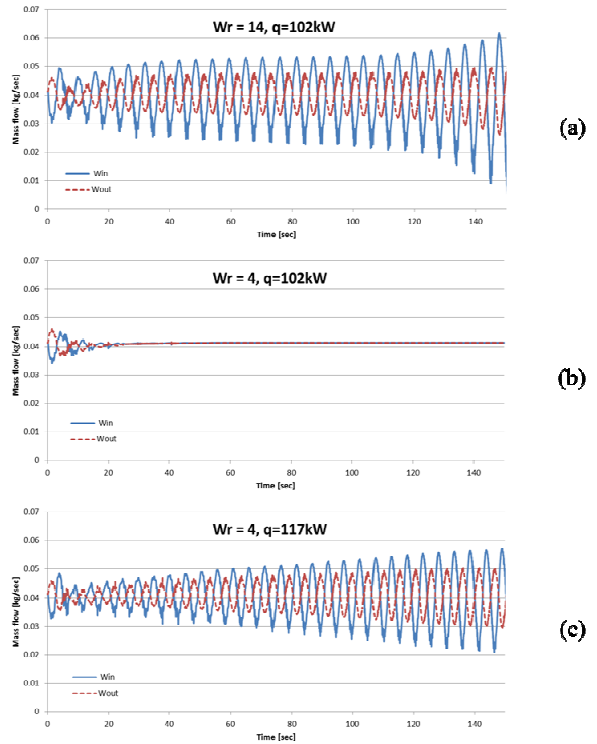


Fig. 7 Inlet and outlet mass flow variation from parallel channel modeling, Ex. No.121-10; (a) $Wr=14/q=102kW$, (b) $Wr=4/q=102kW$, (c) $Wr=4/q=117Kw$

이에 따라 얻어진 각 실험조건의 해석결과와 실험의 결과를 Fig. 5에 함께 비교하여 나타내었다. 세로축에 나타난 불안정이 시작되는 시간당 입열량은 입구온도와 질량유속 조건에 따라 다르게 나타났으며, 이는 실험결과와도 전반적으로 잘 일치함을 볼 수 있었다.

3.2 평행관 모델링

실험조건과 더 유사하도록 Fig. 6과 같이 우회 채널과 테스트 채널을 헤더로 연결한 평행관 모델링을 통해 동일한 계산을 반복하였다. 이 때 우회

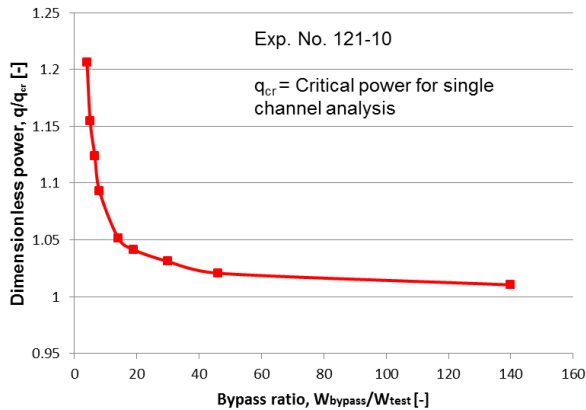


Fig. 8 Variation in unstable power threshold with respect to bypass ratio (bypass channel flow/test channel flow)

관의 내경은 Table 2 에서 나타난 바와 같이 Takitani 의 실험과 동일하게 적용하였다. 이 경우 출구의 압력은 단일관 계산시의 출구압력으로 고정되고 헤더 입구의 유량은 비정상상태에서도 동일하게 계속 유지하였다. 우회 채널 입구의 압력강하계수를 통해 우회 채널의 유량을 조절하였으며, 하나의 압력강하계수에 대해 단일관 계산에서 얻어진 압력이 되도록 우회채널의 유량을 결정하여 테스트 채널 유량과 우회 채널 유량의 합을 헤더 입구유량으로 사용하였다. 우회채널은 실험과 동일하게 비가열 조건이며, 단일관과 같은 조건의 열량 섭동이 테스트 채널에 대해 주어졌다.

하나의 실험조건에 대한 평행관 해석 결과를 Fig. 7 과 Fig. 8 에 나타내었다. 입출구의 유량의 변화를 나타낸 Fig. 7 에서는 주어진 열량(102kW)에서 불안정 ($W_r=14$)을 보이던 테스트 채널의 유량이 동일한 열량에서 우회 유량이 적어짐에 따라 안정($W_r=4$)으로 나타나고, 이 경우 훨씬 더 큰 열량에서(117kW) 불안정이 시작함을 볼 수 있다. 또 우회 유량비에 따른 불안정 경계 열량을 Fig. 8 에 나타내었는데, 우회유량이 줄어들수록 불안정 경계열량은 단일관 해석에 비해 커지다가 $W_r=10$ 이하에서는 급격하게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 Takitani 의 우회유량비에 대한 불안정 경계 열량 크기의 실험과도 잘 일치하는 결과이다. 우회유량이 아주 클 경우에는 단일관 채널 해석에서 가정하였던 바와 같이 우회채널에서의 압력강하가 거의 일정하게 유지되지만 우회유량이 줄어들수록 테스트 채널의 유량 변화가 우회채널의 유량과 압력강하에 영향을 미치게 된 결과로 보인다.

4. 보일러 화로에의 적용

4.1 해석 대상

작성된 수치모델을 사용하여 실제 700MW 급

Table 4 Specification of boiler furnace wall tubes

Outside diameter [mm]	37.3
Thickness [mm]	7.22
Length [m]	45.441
Height [m]	39.993
Tube spacing [mm]	49.3
Membrane thickness [mm]	6
Number of tubes	184

Table 5 Operating condition of the boiler

Outlet pressure [MPa]	9.522
Inlet enthalpy [kJ/kg]	1014.9
Inlet temperature [°C]	235
Average heat absorption [kW/tube]	169.5
Mass flow [kg/s]	22.459

관류형 보일러 하부화로벽관에 대한 밀도파 불안정을 예측하였다. 대상 화로 증발관의 사양과 운전조건은 Table 4 과 Table 5 에 나타내었다. 해당 운전조건은 보일러의 기동 시 아임계압 관류 운전이 시작되는 조건이며, 석탄 버너의 점화와 함께 화로 내의 열량이 크게 섭동할 수 있는 가능성이 존재한다.

4.2 해석 방법

불안정 경계열량을 찾기 위한 해석방법은 Takitani 의 실험을 검증했던 과정과 동일한 단일관 및 평행관 계산방법을 사용하되 평행관의 경우에는 섭동이 주어질 관을 제외한 다른 모든 평행관을 하나의 우회채널로 간주하였다. 따라서 대상관과 우회채널의 관은 모두 동일한 형상을 가지며, 같은 열량을 갖도록 하였으며 섭동이 주어질 때만 대상관의 입열량이 커지도록 하였다. 입구조건으로는 Table 5 의 조건을 포함하여 운전 중 화로 증발관의 입구조건으로 가해질 수 있는 과냉도 약 110K-35K 사이의 온도 조건도 함께 해석하였다. 멤브레인을 사이에 둔 화로벽관의 물리적 연결 구조가 불안정 경계열량에 다소 영향을 미치지만,⁽¹⁹⁾ 본 연구에서는 평행관 채널 해석의 영향을 얻는 것을 목표로 멤브레인 연결을 제외한 관 외벽 균일가열조건을 사용하였다. 유동장을 얻기 위한 체적은 0.05m 의 길이로 분할하였으며, 0.05 초 간격을 사용하였고, 계산시작 3 초후부터 10 초간 10% 의 열량섭동을 대상관에 제공하였다.

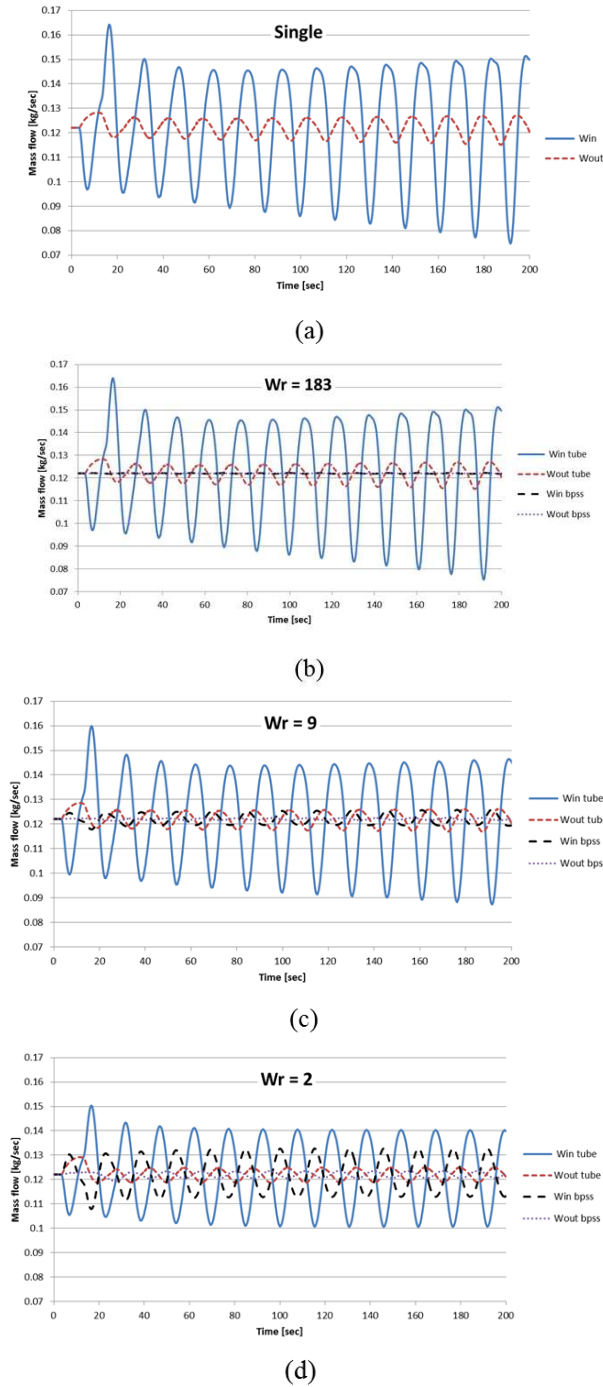


Fig. 9 Simulation results of mass flow variation in the boiler wall tubes ($h_i=1014.9\text{kJ/kg}$, $q=271\text{kW/Tube}$), (a) Single channel modeling, (b) Parallel channel modeling: bypass ratio $W_r = 183$, (c) 9, (d) 2

4.3 해석 결과

Table 5 에 제시한 운전조건에서 평행관의 개수를 바꾸어가며 계산한 결과를 Fig. 9 에 나타내었다. 그림에서 유량은 대상관과 우회채널의 단위 평행관에서의 입출구유량을 나타내며 이미 논의한 바와 같이 평행관의 개수가 많아질수록 우회채널

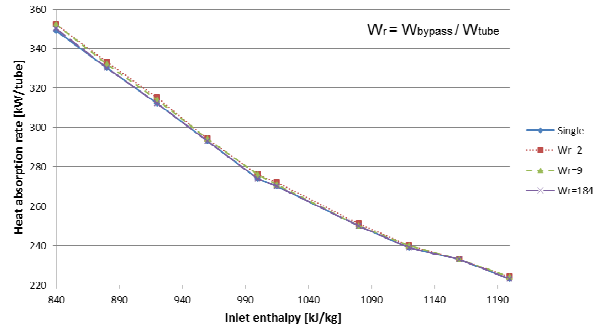


Fig. 10 Prediction of unstable power thresholds for the boiler wall tubes

의 유량은 대상관의 유량 변동에 거의 영향을 받지 않음을 확인할 수 있었다. 따라서 평행관의 개수가 많을수록 전체 채널 입출구의 압력이 고정되는 효과가 나타남으로써 단일관 해석과 동일한 결과가 나타남을 알 수 있다. 그러나 주어진 화로관에 대한 불안정 경계 열량은 Taktani 의 실험과는 달리 평행관의 개수에는 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 평행관의 개수가 적을수록 대상관 유량의 진폭이 줄어드는 경향은 있었으나 불안정이 시작하는 열량은 크게 변화가 없었다.

평행관의 개수를 극단적으로 2 개까지 줄였을 때 1~2kW 정도 불안정 경계 열량이 증가하는 결과가 있었으나 이것은 단일관 해석 불안정경계 열량과 불과 1% 미만의 오차로서 극히 미미한 변화라고 할 수 있다.

이상과 같은 방법으로 몇 가지 입구 과냉도 조건에 대해 얻어진 불안정 경계 열량들을 Fig. 10 에 나타내었으며, 입구의 과냉도가 작아짐에 따라 불안정 경계 열량이 점점 줄어드는 결과를 얻었다. 또 평행관의 개수가 많을수록 불안정 경계 열량이 단일관 해석 결과와 일치함을 확인할 수 있으며 평행관 계산에서 그 개수를 줄일 때 불안정 경계 열량은 아주 작은 변화는 있으나 크게 영향을 받지 않는 점도 볼 수 있다.

Takitani 의 실험결과와 달리 보일러 관에서 우회 유량의 영향이 크게 나타나지 않은 것은 우회관 또한 테스트관과 동일한 열량이 제공되어 상변화가 발생하는 조건이기 때문인 것으로 보인다. 입 열량이 없었던 Takitani 의 우회관은 유량에 관계없이 수두손실이 거의 일정한 상태에서 마찰손실이 유량의 변화에 따라 증감하여 전체 압력강하량이 크게 바뀐 반면, 보일러 관은 유량의 변화에 따라 상변화 경계가 이동하고 단상영역 및 이상영역 마찰손실과 수두손실의 크기가 함께 변화하여 상대적으로 유량의 변화에 전체 압력강하량이 적게 변

화하는 경향을 가지기 때문인 것으로 추정된다.

5. 결 론

화력발전용 보일러의 화로벽관 내에서 발생할 수 있는 유동의 동적 불안정성을 예측하기 위한 수치적 코드를 개발하였으며 동적 불안정성 가운데 가장 흔히 나타나는 밀도파 불안정의 예측을 위해 시간 도메인에서 비선형적인 접근방법을 채택하여 관을 다수의 체적으로 분할하고 유한체적법을 통해 관내 유동장을 구하였다.

비선형 해석 방법을 통한 밀도파 불안정 해석에 일반적으로 사용되는 입출구 압력 고정형 단일관 해석 방법에 더하여 실제 시스템과 더 유사한 모델링이 가능하도록 헤더의 수치 모델링을 포함하여 대상채널과 우회채널의 평행관 연결을 모델링하고 입구의 유량과 출구의 압력을 고정된 상태에서 대상채널에 섭동을 주어 비정상상태 해석이 가능하도록 하였다. 이 때 이산화한 방정식의 해법으로는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

Takitani의 실험에 대한 문헌 상의 결과와 비교 검증은 통해 유동의 불안정이 시작하는 불안정 경계 열량 예측의 정확성을 확인하고 평행관 모델링 해석에 의해 실험결과와 같이 우회 유량이 적어질수록 더 큰 열량에서 불안정이 시작하는 현상 또한 예측이 가능함을 확인하였다. 이후 700MW급의 관류형 보일러 하부화로벽관을 실험의 검증과 동일한 방법으로 수치모델링하여 밀도파 불안정이 시작되는 열량을 단일관 및 평행관 해석을 통해 예측하였다. 그 결과 화로 입구의 과냉도가 작아질수록 더 적은 열량에서 불안정이 시작함을 알 수 있었으며, 평행관 해석에서 우회채널의 관 수가 많을수록 단일관 해석의 결과와 잘 일치함을 확인할 수 있었다. 그러나 보일러 화로관에서는 우회채널의 평행관 수를 실제보다 줄여도 불안정 경계 열량은 크게 변화하지 않는 것으로 나타났다. 따라서 본 연구의 결과를 보일러 화로관의 설계에 적용할 경우에는 단일관 해석만으로도 충분할 것으로 보인다. 이것은 보일러 관의 평행관 해석이 불안정 경계 열량에 큰 영향을 보이지 않기도 할 뿐만 아니라, 조건이 바뀐다고 하더라도 실험의 검증에서 나타난 바와 같이 상대적으로 더 낮은 열량을 예측하기 때문이다.

후 기

본 연구는 제 1 저자의 석사학위 논문연구 중 일

부분이며 검토와 조언을 해주신 KAIST 이상용 교수님과 보일러 자료의 사용을 허락해주신 두산중공업(주)께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Kim, J., Choi, S. and Kang, S., 2011, "Flow Stability Inside Evaporator Tubes of Fossil Fired Power Plant Steam Generators," *42nd KOSCO SYMPOSIUM*, Jeju, pp. 347~351.
- (2) Boure, J., Bergles, A. and Tong L., 1973, "Review of Two-Phase Flow Instability," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 25, pp. 165~192.
- (3) Ledinegg, M., 1938, "Instability of Flow During Natural and Forced Circulation," *Die Wärme*, Vol. 61, pp. 891~898.
- (4) Yadigaroglu, G., 1981, *Two-Phase Flow Instabilities and Propagation Phenomena, in Thermohydraulics of Two-Phase Systems for Industrial Design and Nuclear Engineering*, McGraw-Hill, New York.
- (5) Ghiaasiaan, S. M., 2007, *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation: In Conventional and Miniature Systems*, Cambridge University Press, UK, pp. 365~366.
- (6) Chatoorgoon, V., 1986, "SPORTS - A Simple Non-Linear Thermal Hydraulic Stability Code," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 93, No. 5, pp. 51~67.
- (7) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Pub., New York, pp. 113~135.
- (8) Kakaç, S. and Bon, B., 2008, "A Review of Two-Phase Flow Dynamic Instabilities in Tube Boiling Systems," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 2, pp. 399~433.
- (9) Cooper, J., 2007, "Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam," *The International Association for the Properties of Water and Steam 2007*.
- (10) Gnielinski, V., 1976, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 1, pp. 359~368.
- (11) Jens, W. H. and Lottes, P. A., 1955, *Analysis of Heat Transfer, Burnout, Pressure Drop and Density Data for High Pressure Water*.
- (12) Thom, R., Walker, W. M., Fallon, T. A. and Reising, G. F. S., 1965, "Boiling in Subcooled Water During Flow up Heated Tubes or Annuli," *The Symposium on Boiling Heat Transfer in Steam Generating Units and Heat Exchangers*, Manchester.
- (13) Chen, J., 1963, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *6th*

- National Heat Transfer Conference*, Boston, pp. 1~14.
- (14) Kon'kov, A. S., 1965, "Experimental study of the Conditions Under Which Heat Exchange Deteriorates when a Steam-Water Mixture Flows in Heated Tubes," *Teploenergetika*, Vol. 13, p. 77.
- (15) Groeneveld, D. C., 1973, "Post-Dryout Heat Transfer at Reactor Operating Conditions," *The National Topical Meeting on Water Reactor Safety*, Salt Lake City, pp. 26~28.
- (16) Shah, M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (17) Hancox, W. T. and Banerjee, S., 1977, "Numerical Standard for Flow Boiling Analysis," *Nuclear Science and Engineering*, Vol. 64, pp. 106~123.
- (18) Larock, B. E., Jeppson, R. W. and Watters, G. Z., 2000, *Hydraulics of Pipeline Systems*, CRC Press, Chapter 2.
- (19) Kim, J., 2012, "A Numerical Study on Dynamic Instability in Boiler Evaporator Tubes with Tube and Membrane Structure," MS Thesis, Korea Advanced Institute of Science and Technology.
- (20) Takitani, K. and Takemura, T., 1978, "Density Wave Instability in Once-Through Boiling Flow System, (I) Experiment," *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 15, pp. 355~364.