

안내덕트 내부 난류유동구조에 따른 열전달 특성변화 수치해석

유근종* · 최훈기* · 최기림*†

* 창원대학교 기계설계공학과

Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in Transition Duct

Geun Jong Yoo*, Hoon Ki Choi* and Kee Lim Choi*†

* Dept. of Mechanical Design & Manufacturing Engineering, Changwon Nat'l Univ.

(Received May 11, 2011 ; Revised July 18, 2011 ; Accepted July 19, 2011)

Key Words: Combined Cycle Power Plant(복합발전), Superheater Tube(과열기관), Heat Recovery Steam Generator(배열회수보일러), Swirling Flow(선회유동), Turbulent Flow(난류유동), Transition Duct(안내덕트), Tube Bank(전열관군).

초록: 본 연구에서는 복합화력발전소 가스터빈 출구가스 안내덕트 내부의 가스유동장이 배열회수보일러 전열기구에 미치는 영향을 CFD기법을 이용하여 분석하였다. 안내덕트 내부 난류흐름의 경우, 유속의 편차가 크고 선회 효과 및 상승류 현상이 심한 특징을 가지고 있으므로 이와 같은 유동의 수치해석을 위해 2개 방정식 난류점성 모델 중 RNG k- ϵ 모델을 사용하였으며 유동장의 영향을 가장 많이 받는 배열회수보일러 최종과열기관의 열전달특성변화를 파악하기 위하여 NTU 방식을 이용한 수치해석결과와, 산업계에서 적용하는 설계기법에 의한 결과를 비교하였다.

Abstract: Because of the instability of a flow pattern in the inlet transition square duct (hereinafter referred to as "transition duct") of a heat recovery steam generator (hereinafter referred to as "HRSG") in a combined cycle power plant, the Reynolds number in the first row of a tube bank is differs sharply from that in the sectional area of the transition duct. This causes differences in the heat flux in each tube in the tube bank. The computational fluid dynamics (CFD) predictions provide three-dimensional results for velocity, temperature, and other flow parameters over the entire domain of the duct and HRSG. A renormalization group theory (RNG) based k- ϵ turbulent model is used for obtaining the results cited in this study. A porous media option is used for modeling the tube banks and the number of transfer units method is used for determining the heat transfer characteristics. This study describes a comparison between the numerical simulation results and actual design output.

- 기호설명 -

A : 총전열면적
 C : NTU계수
 C_{\min}, C_{\max} : 유체열유입량
 C_p : 정압비열
 d : 관외경
 E : 총괄열전달계수
 ϵ : 열전달효율
 ϵ : 난류운동에너지소산율
 ff : 오염계수

h_f : 열전달계수
 k : 난류운동에너지
 q : 열유속
 t : 시간
 u_i : 순간유체속도
 u : 유체속도
 \bar{u}, \bar{V} : 유체시간평균속도
 \bar{v} : 반경방향시간평균속도
 V : 3차원속도크기(= $\sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}$)
 μ : 유체점성계수
 ρ : 유체비중
 δ_{ij} : Kronecker delter

† Corresponding Author, klchoi@changwon.ac.kr
 © 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

복합발전설비의 고효율화 및 대형화와 함께 가스터빈의 배출가스 조건도 더욱 고온화, 대용량화가 진행되고 있다. 이는 100MWe급 가스터빈 배출가스온도가 약 530℃ 정도인데 비하여 250MWe급 가스터빈의 배출가스온도는 610℃ 정도이며 배열회수보일러도 대용량화 및 증기조건이 고온, 고압화 되는 경향이 있다. 이에 따라 배열회수보일러의 대형화에 의한 보일러 크기의 증가와 복합화력발전소 건설부지 활용도를 높이기 위한 배열회수보일러에 대한 길이 제한으로 인하여 가스터빈과 배열회수 보일러를 연결하는 안내덕트의 입사각이 커지고 있으며, 이와 같은 현상은 안내덕트 내부가스의 속도편차가 더욱 커지고 있음을 나타낸다.

또한 복합발전의 운전방식이 매일 심야기동정지를 반복하는 DSS (Daily Start and Stop) 운전형태의 사이클링 운전을 채택함에 따라, 급격한 부하변동이 배열회수보일러의 열적피로수명에 많은 영향을 미치고 있다.

현재 운전중인 대형배열회수보일러에 대한 운전실적을 연구한 Jackson 등⁽¹⁾의 보고서에 의하면 배열회수보일러의 대형화 및 증기조건의 고온, 고압화와 사이클링 운전에 따른 주된 문제로는, Fig. 1과 같은 저주기 및 고주기피로에 의한 전열관의 변형과 전열관 및 연결헤더 부위의 파열사고 그리고 비압력부의 파손사고 등임을 알 수 있다. 따라서 복합화력발전소의 안정적인 운전을 위해서는 열적충격과 피로하중 및 응력집중을 최소화할 수 있는 구조의 배열회수보일러 설계가 중요하며 1차적으로 덕트내부 전열면 입구가스의 속도편차에 따른 열유속의 불균형을 최소화하는 것이 무엇보다도 중요하다.

본 연구에서는 안내덕트 입구가스 속도편차의 크기를 가스터빈 배출가스의 특성인 선회유동현상(swirling flow)과 비선회유동현상으로 구분하여 비교 분석하였으며 이에 따른 열적 불균형을 수치해석 결과와 실제 산업계에서 적용하는 설계방법에 의한 결과를 비교하여 보았다.

수평형배열회수보일러 안내덕트에 대한 난류유동에 대한 수치해석적인 연구로는 Habib 등⁽²⁾이 출구확산 각도가 20°와 45°에 있어서 선회강도가 0인 경우와 0.93인 경우에 대한 난류유동해석결



(a) Crack in tube header of cycling unit



(b) Low cycle fatigue failure of reheater tube

Fig. 1 Photograph of pressure part failure

과, 표준k- ϵ 모델이 실험치와 많은 차이가 발생함을 발표하였으며, Yoo 등⁽³⁾은 표준 k- ϵ 모델과 표준 k- ω 모델 그리고 RNG k- ϵ 수치해석모델 등을 이용한 수치해석 결과와 1/12 스케일 실험결과를 비교한 결과, RNG k- ϵ 모델이 안내덕트 내부 난류유동장의 유동특성분석을 위한 수치해석에 타당함을 발표하였다. Lee 등⁽⁴⁾의 경우 덕트 내부에 장착한 조연장치(duct burner)의 연소안정성을 확인하기 위하여 선회효과가 덕트내부 난류유동에 미치는 효과를 RNG k- ϵ 모델을 이용하여 분석한 결과, 수치해석과 실험결과가 유사한 경향을 나타냄을 발표하였다.

본 연구에서는 Fig. 2와 같이 난류유동장의 영향이 가장 큰 1차 전열관군에 대하여 수치해석적인 방법을 이용한 열교환 특성변화와 산업계에서

Table 1 Typical dimensions for the prototype HRSG

Description	Dimensions
Inlet gas condition	Temperature: 606.7°C Flow rate: 1,578,140 kg/hr
HRSG size	H 20,068 × W 9,502 × L 27,200* mm
Duct angle	$\theta_1=12.0^\circ/\theta_2=55.6^\circ$
Duct length	L=10,906 mm
Duct inlet	H 6,096 × W 6,096
Duct outlet	H 20,068 × W 9,052 mm

* : Dimension to the stack center line

적용하는 설계기법을 이용한 열계산 결과와의 차이를 비교하여, 열적으로 안정적인 안내덕트 형상도출을 위한 수치해석적인 접근방법 제시하고자 한다.

2. 수치해석 및 전열관군의 열계산

수치해석은 250MWe 급 proto type 복합발전소의 수평형 배열회수보일러를 모델로 하였으며 안내덕트구조 및 배열회수보일러의 크기는 Table 1 과 같다. 그리고 수치해석을 위한 배열회수보일러에 대한 계산영역은 Fig. 3과 같으며 8개의 튜브뱅크부는 안내덕트 출구와 1차로 만나는 최종과열기관 및 최종단인 저압절탄기관을 각각 1차 및 2차 다공체(porous media)로 정하고 중간부위의 6개 튜브뱅크부는 동일한 압력손실기준의 다공판(perforate plate) 형식을 택하였다.

2.1 안내덕트 내부 가스유동장 수치해석

배열회수보일러 전열면적구성을 위한 전체용적과 가스터빈 출구 배기덕트와의 용적차에 따른 불균형을 연결하는 안내덕트 내부 난류흐름의 경우, 유속의 편차가 매우 크며 가스터빈의 부하에 따른 선회 및 확산 등이 심한 유동으로, 이의 수치해석을 위하여 고·저 Reynolds수를 포함한 넓은 범위의 난류 및 선회에 대한 유동해석이 가능한 RNG k-ε 모델을 이용한다.

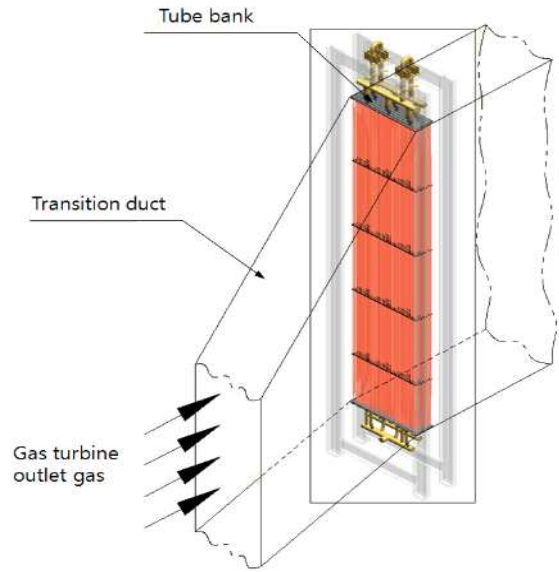


Fig. 2 Configuration of the 1st tube bank for horizontal construction type HRSG

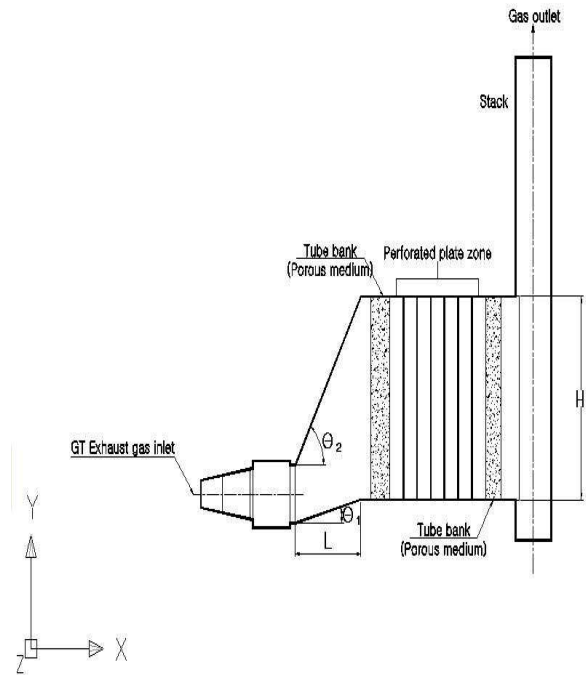


Fig. 3 Schematic of horizontal construction type HRSG and computational domain

3차원 흐름으로 비압축성 정상 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다.⁽⁵⁾

연속방정식:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

운동량방정식:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

에너지방정식:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{Tu'_j} + \alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

여기서 \bar{u}_i , \bar{P} 는 속도 및 압력성분을 시간평균한 값이며, $\overline{\rho u'_i u'_j}$ 는 레이놀즈응력항을 나타내며, 이 응력은 평균속도의 변형률양에 비례한다고 가정한 Bousinesq 가설을 이용하여 모델화한다.

난류운동에너지방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \mu_t s^2 - \rho \epsilon \quad (4)$$

난류운동에너지소산율방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_j \epsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (\mu_t s^2) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_o)}{1 + \beta \eta^3} \quad (6)$$

난류점성계수 μ_t 의 경우 고 Reynolds 영역에서는 식 (7)에 의해 계산한다.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

그리고 식 (4)와 식 (5) 중 난류확산항의 α_k , α_ϵ 은 고 Reynolds 흐름인 경우, $\alpha_k = \alpha_\epsilon \approx 1.393$ 이며 기타 모델상수들은 Table 2와 같다.

Table 2 Model constants of RNG $k-\epsilon$ model

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_μ	η_o	β
1.42	1.68	0.0845	4.38	0.012

안내덕트 내부유동의 특징인 선회유동현상 (swirling flow)은 가스터빈의 동특성에 따른 영향으로, Fig. 4와 같이 가스터빈의 부하에 따라 선회각도 및 강도가 바뀌는 등 매우 복잡한 흐름을 보여주고 있으며 가스터빈의 종류에 따라 많은 차이를 보인다. 선회강도의 크기는 식 (8)과 같이 회전방향 운동량과 유체흐름방향 운동량의 비로 나타내며 이를 swirl number(S_N)라 부르며 가스터빈의 동특성인, 선회조건을 반영한 평균접선방향 가스속도 \bar{w} 는 식 (9)로 계산한다.

$$S_N = \frac{\int_0^R \bar{u}_x \bar{w} r^2 dr}{R \int_0^R \bar{u}_x^2 r dr} \quad (8)$$

$$\bar{w} = \bar{u}_x \tan \theta \quad (9)$$

여기서, R 은 선회단면의 외경을 나타내며 \bar{u}_x 는 축방향속도, θ 는 선회각도를 나타낸다.

연구대상인 250MWe급 proto type 복합발전소에 채택한 가스터빈의 경우, 최대부하에서 z방향의 선회특성을 가지며 swirl number는 0.18정도로써 3차원 흐름의 선회효과 수치해석을 위한 방법으로 fan swirl velocity modeling 방식을 택하며, 그 결과는 Fig. 5와 같다. 그리고 튜브뱅크부의 수치해석은 구조적인 특성상 한정된 컴퓨터 용량으로

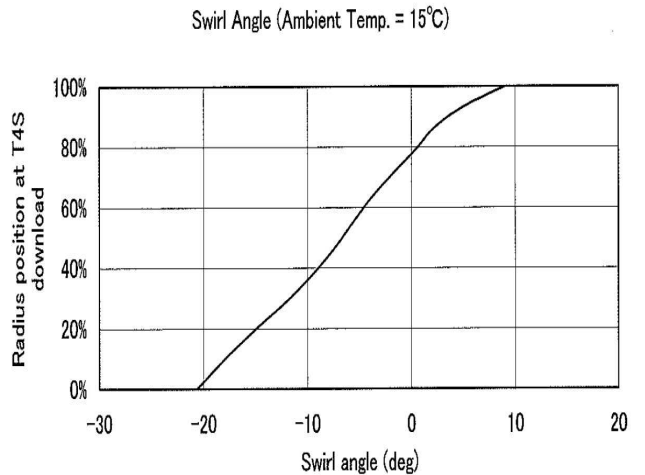


Fig. 4 Swirl angle variation on the load of gas turbine

는 실제 형태의 모델링이 매우 어려우며 또한 셀 수의 급증으로 인하여 컴퓨터 운용시간이 매우 많이 소요되는 등 현실적으로 적용하기가 매우 힘든 구조이다. 이와 같은 문제점을 극복하기 위한 방안으로 전열관관을 다공체(porous media)로 취급하여 근사적인 수치해석을 수행하였다.⁽⁶⁾

다공체(porous media)에 있어서 난류유동에 대한 운동량방정식은 표준운동량방정식에 식 (10)과 같은 source term을 추가한 형식으로 나타낸다.

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu \bar{u}_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho | \bar{u}_j | \bar{u}_j \right) \quad (10)$$

여기서 우측 첫 번째 항은 점성손실항이고 두 번째 항은 내부손실항이다. D_{ij} 는 점성저항계수이

고 C_{ij} 는 내부저항계수이다. 특히 다공체(porous media)방식을 채택한 튜브뱅크부 전열관 외부가스 흐름의 경우 점성손실항은 무시할 수 있으며 내부압력손실항을 이용한 식 (11)에 따라 계산한다.

$$\nabla P = - \sum_{j=1}^3 C_{2ij} \left(\frac{1}{2} \rho | \bar{u}_j | \bar{u}_j \right) \quad (11)$$

또한 다공판(perforate plate)방식을 채택한 튜브뱅크부의 내부 저항계수는 Winkle 등⁽⁷⁾의 실험식을 이용하며, 각 튜브뱅크부 압력손실은 proto type 배열회수보일러의 실적자료를 이용한다.

2.2 튜브뱅크부 열교환 성능 수치해석

튜브뱅크부의 열교환 성능계산방법으로는 대수평균 온도차 계산방식과 NTU(Number of Transfer Units)방식이 있으며, 대수평균 온도차 방식을 채택할 경우 반복계산의 수가 증가하는 등 계산과정에 많은 시간이 소요되며 다공체(porous media)에 적용하기 어려운 점이 많다. 따라서 튜브뱅크부의 열교환 성능 수치해석을 위하여 NTU방식을 택하며 열전달효율, ε 의 계산 및 NTU계수, C의 계산은 다음 식에 따른다.⁽⁶⁾

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[- (1/C) \cdot NTU^{0.22} - (1 - e^{-C \cdot NTU^{0.78}}) \right] \quad (12)$$

$$NTU = E \cdot A / C_{\min} \quad (13)$$

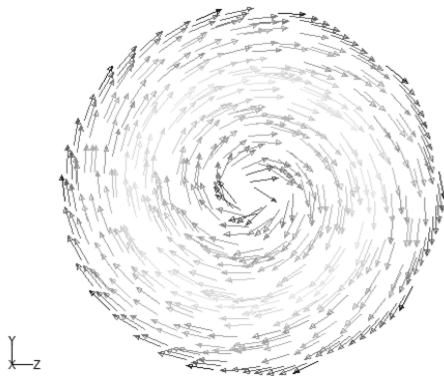
$$C = (\dot{m} C_p)_{\min} / (\dot{m} C_p)_{\max} \quad (14)$$

$$C_{\min} = \min [(\dot{m} C_p)_{hot}, (\dot{m} C_p)] \quad (15)$$

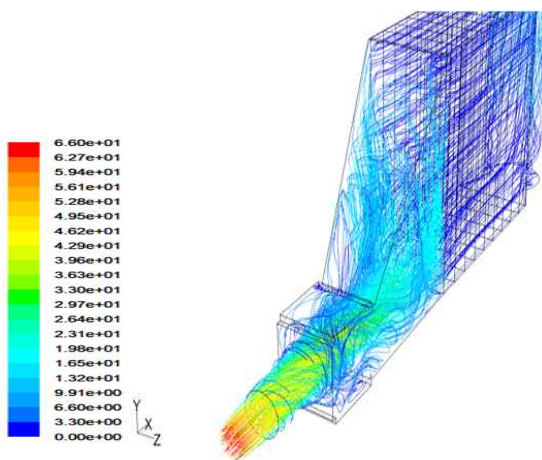
한편 열교환 효율을 반영한 실질적인 열교환율 q 는 식 (16)에 따른다.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{in \cdot hot} - T_{in \cdot cold}) \quad (16)$$

여기서 열전달효율계산을 위한 관 외부 가스측 평균온도는 871.6 K이며 관 내부 증기의 평균온도는 827.5 K이다. Table 3은 전열관 외부 가스속도 변화에 따른 최종과열기관의 전열특성을 나타낸다.



(a) Velocity vector at fan boundary



(b) Path line with velocity magnitude

Fig. 5 Fan swirl velocity modeling for the swirling flow in the transition duct

Table 3 Heat transfer characteristics of proto type HRSG final superheater tube bank

Gas mass velocity (kg/s)	Q (W)
194.7	2,560,754
280.8	3,062,401
362.7	3,468,065
394.4	3,591,213
438.4	3,806,722
523.6	4,083,805
597.71	4,311,991

* Tube bank inside steam flow : 64.542 kg/s

Table 4 Boundary conditions of proto type HRSG

Description	Boundary conditions	Magnitude
Inlet	Velocity Inlet	438.372kg/s pipe outlet profile used
	Fan (Swirl Case Only)	Tangential Velocity : 27.89 m/s
1st Porous Medium	Porous zone	19.3 /m*
Perforated plate 6 EA	Porous surface	347.0 /m* (Each)
2nd Porous medium	Porous zone	12.2 /m*
Outlet	Neumann	$\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0$
Wall	Velocity Heat	No-slip Adiabatic

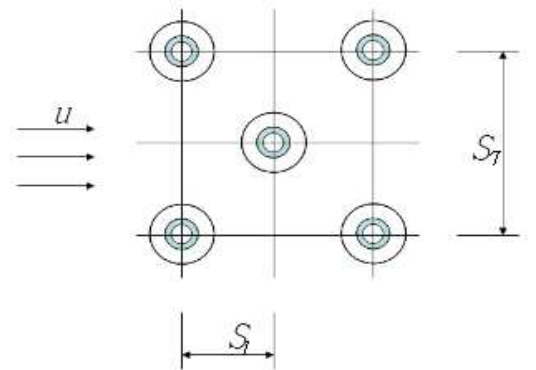
* : Inertial resistance factor

2.3 경계조건

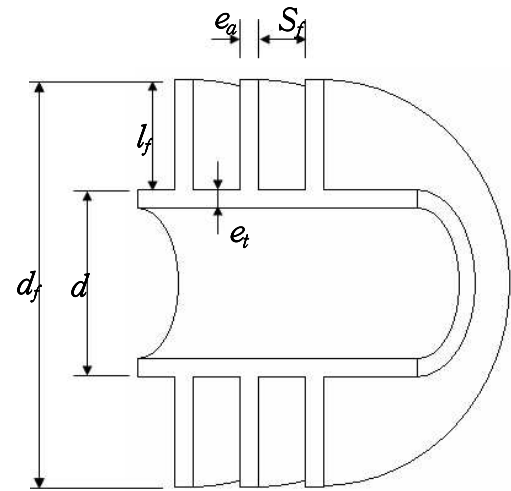
수치해석을 위한 계산범위는 복합발전 by-pass stack과 연결된 diverter 입구 덕트 부터 배열회수 보일러 출구인 굴뚝까지로 하며 각 영역별 경계 조건은 Table 4와 같다.

2.4 전열관군의 열계산

수치해석 결과와 산업계에서 이용하고 있는 설



(a) Staggered tube bank arrangement



(b) Finned tube detail (solid fin)

Fig. 6 Tube bank arrangement and finned tube detail

계기법과의 차이를 비교하기 위하여 수치해석에 적용한 proto type 배열회수 보일러 최종과열기의 전열관은 Fig. 6과 같이 solid fin 형식의 전열관을 채택한 교차군관배열(staggered arrangement)로써 사용된 전열관의 재질은 A213-T91이며 fin 재질은 A268-TP409이다. 그리고 가스흐름방향에 대한 전열관의 열수, 형상수치 및 설계조건은 Table 5와 같다. 이와 같은 조건의 과열기관군에 대한 가스측 열전달계수 계산을 위하여 식 (17) 및 식 (18)과 같이 Colburn J -factor 방식⁽⁸⁾을 이용한다.

$$h_f = J C_p G (Pr_o)^{-2/3} \tag{17}$$

$$J = C_1, C_3, C_5 \left(\frac{d_f}{d} \right)^{0.5} \left(\frac{T_b}{T_s} \right)^{0.25} \tag{18}$$

Table 5 Final superheater tube bank specification and design condition for proto type HRSG

l_f (mm)	N_r	S_f (mm)	S_L (mm)	S_T (mm)
12.7	2.0	9.163	114	105
S_T (mm)	d_f (mm)	d (mm)	\overline{T}_g (K)	\overline{T}_s (K)
105	63.5	38.1	876.1	827.5

여기서 G 는 가스측 질량속도이다. J -factor항의 C_1 은 가스측 Reynolds수, Re_s 에 따른 계수이며, C_3 은 핀 형상계수, C_5 는 튜브배열에 따른 계수로써 Fig. 6과 같이 솔리드 핀 형식의 튜브 및 교차관군 배열인 proto type 배열회수보일러 최종과 열기관에 대한 C_1 , C_3 및 C_5 를 ESCOA사⁽⁹⁾의 핀 튜브 자료를 이용하여 정리하면, J -factor 및 튜브뱅크 가스측 열전달계수는 식 (19)와 식 (20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$J = 0.2065 Re_s^{-0.35} \tag{19}$$

$$h_f = 0.0823 G Re_s^{-0.35} \tag{20}$$

또한 관내열전달계수는 식 (21)과 같이 산업계에서 적용하는 Dittus-Boelter 식⁽¹⁰⁾으로 계산한다. 여기서 Re_b , Pr_b 는 전열관 내부유체의 평균 Reynolds수 및 Prandtl수를 나타낸다.

$$Nu = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \tag{21}$$

총괄열전달계수 E 및 튜브뱅크부를 구성하고 있는 전열관의 온도상승분 ΔT_b 계산은 식 (22) 및 식 (23)에 따른다.

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{h_o} + \frac{e_t}{\lambda t(A_w/A_o)} + \frac{1}{h_i(A_i/A_o)} + ff_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + ff_o \tag{22}$$

$$\Delta T_b = \bar{q} \left[\frac{e_t}{\lambda t(A_w/A_o)} + ff_i(A_o/A_i) + \frac{1}{h_i(A_i/A_o)} \right] \tag{23}$$

여기서 h_o , h_i 는 관 외부 및 내부 열전달계수이며 ff_i , ff_o 는 전열관 내부 및 외부오염계수이다. 그리고 A_w , A_o , A_i 는 각각 전열관의 평균표면적, 외면적, 내면적을 의미하며 λ_t 는 전열관 재료의 열전도도를 나타낸다.

2.5 수치해석 기법

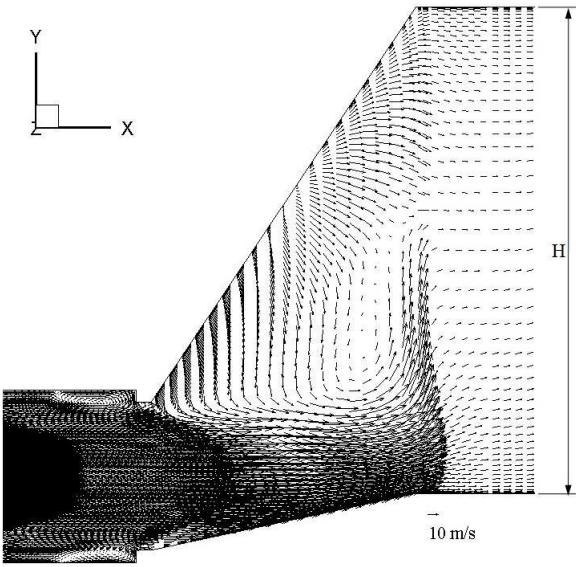
유동장해석을 위한 이산화는 유한체적법을 사용하였으며 속도와 압력의 coupling은 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation method) 해법을 채택하였다.

유동장해석은 Pentium IV 3.0 GHz의 CPU를 8개 연결한 cluster system을 사용하며, 적용모델은 FLUENT 6.3을 이용하였다. 그리고 격자의 구성은 FLUENT에서 제공하는 GAMBIT을 사용하여 structured 및 unstructured element 가 복합된 hybrid 기법을 채택하였으며 모델링에 사용된 총 셀수는 약 213만개로 구성하였다.

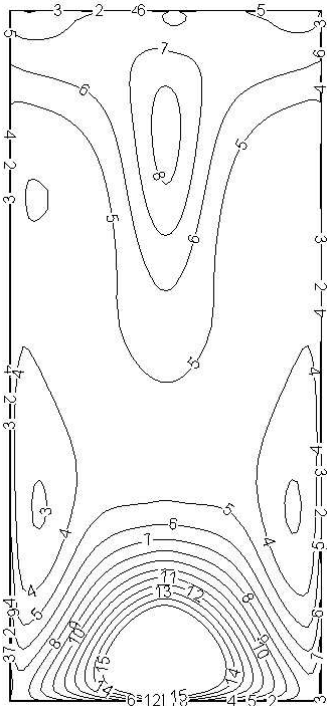
3. 결과 및 고찰

덕트내부 난류유동구조에 따른 열전달특성변화에 대한 수치해석을 위하여 proto type 배열회수보일러 안내덕트를 기준으로 선회가 있는 경우와 없는 경우로 나누어 해석을 수행하였다.

Fig. 7 및 Fig. 8은 중앙단면에서의 속도벡터와 측정면에서의 주방향흐름속도 (u_x)의 크기를 나타내었다. 선회가 없는 경우 ($S_N = 0.00$), 주방향 흐름속도 (u_x)는 Fig. 7과 같이 좌우대칭을 이루고 있으나 상하면에서는 안내덕트 입구에서 유입되는 x-방향속도성분에 의하여 아랫단면에 많은 유량이 흐르고, 윗단면에서도 부분적인 치우침을 가진 2-peak 현상을 볼수 있다. 그러나 실제의 복합발전에서는 가스터빈에서 토출되는 배기가스가 강한 선회를 하면서 안내덕트로 유입되므로 이를 구현하기 위하여 배출가스유량이 많으며 선회각도가 큰, 최대부하기준의 가스터빈 출구조건($S_N = 0.18$)을 반영한 결과, Fig. 8과 같이 단면 내 속



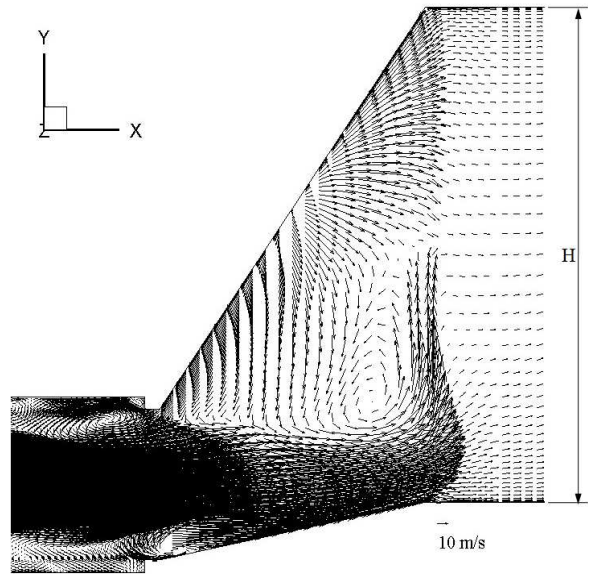
(a) Velocity vector : $S_N = 0.00$



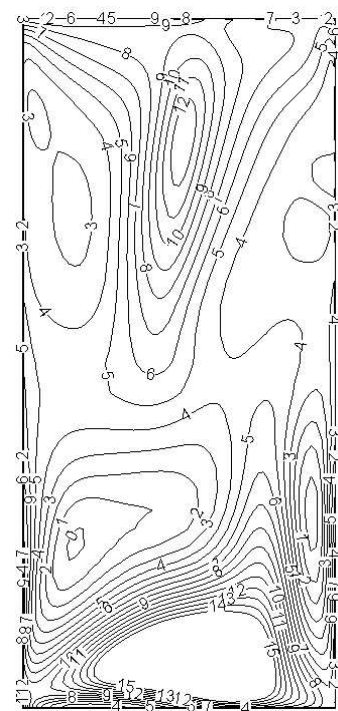
(b) Iso-contours of streamwise velocity (u_x), m/sec

Fig. 7 Velocity distribution of non swirling condition

도분포는 좌우대칭이 깨어지지만 단면상부에서는 약한 peak와 하부에서 강한 peak를 이루는 2-peak 형 속도 분포를 유지함을 볼 수 있으며 비선회유동 대비, 단면 전영역에서의 속도 불균일 현상이 더욱 심화됨을 볼 수 있다. 또한 각 영역별 속도 분포는 비선회의 경우 좌우대칭을 이루고 있으나 선회의 경우 회전방향으로 치우치는 경향을 보이



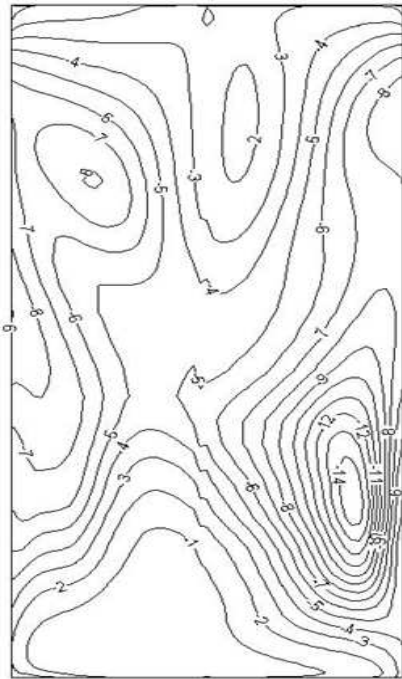
(a) Velocity vector : $S_N = 0.18$



(b) Iso-contours of streamwise velocity (u_x), m/sec

Fig. 8 Velocity distribution of swirling condition

고 있으며 주방향 (u_x)의 평균속도는 비선회의 경우, 6.2 m/s이나 선회의 경우, 6.18 m/s로써 큰 차이는 없으나 RMS(Root Mean Square) 기준 속도편차율은 비선회유동의 경우, 35.85 %이며 선회유동의 경우, 53.87 %로써 선회강도가 안내덕트 내부 유동장에 미치는 영향의 크기를 알 수 있다.



Temperature difference : K

Fig. 9 Gas side temperature difference contour at the final superheater tube bank zone

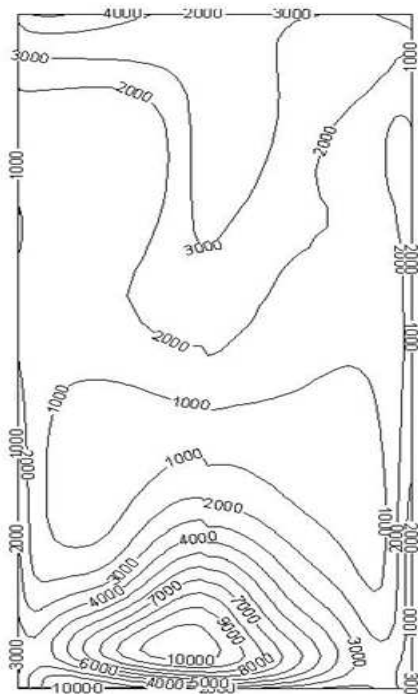


Fig. 10 Gas side Reynolds number contour at the final superheater tube bank zone

안내덕트 내부 난류유동변화에 따른 열전달 특성 파악을 위하여 NTU 방식을 채택하여 과열기

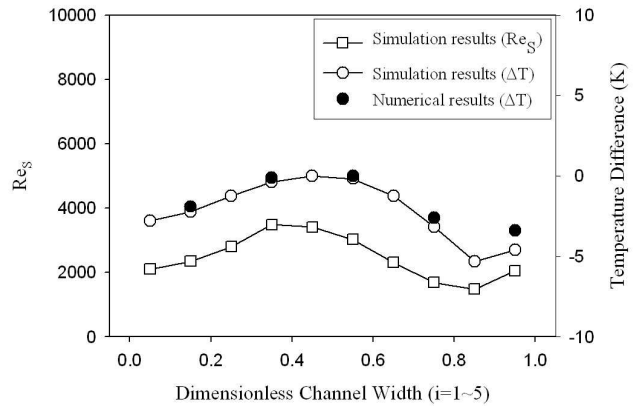


Fig. 11 Comparison of gas side temperature differences based on simulation and numerical result

관군의 열교환성능 수치해석결과, 최고온구역 대비 각 단면 전 영역에서의 온도편차는 Fig. 9와 같다. 온도편차의 최대 크기는 14.0 K로써 저온 영역은 선회유동과 같은 방향성을 가지며 주로 덕트 상부 및 하부 오른쪽 구간에 존재하고 있음을 알 수 있으며 이 구간의 주방향속도 (u_x)와 매우 유사한 경향을 보이고 있다. 또한 전열관군의 각 구역별 온도 편차도 같은 경향을 보이고 있다(Fig. 11 참조).

이와 같은 편차는 안내덕트 내부 가스측 유동 변화에 의해, 전열면에 대한 구간별 주방향 속도 차이에 따른 영향으로 판단되며 튜브뱅크부 열전달계수에 가장 중요한 요소인 가스측 Reynolds수의 변화는 Fig. 10과 같다. 가스측 Reynolds수 계산은 식 (24)에 따라 계산하며, 측정면에서 주방향 속도기준의 셀별 평균치를 택하였다.

$$Re_s = \frac{\overline{\rho u_x d}}{\mu} \tag{24}$$

4. 결론

수치해석결과의 적절성을 판단하기위한 방법으로 수치해석 결과와 산업계에서 이용하고 있는 실제 설계기법에 의한 결과를 비교하여 보았다.

Proto type 배열회수 보일러 최종과열기 튜브뱅크에 대한 각 구역별 전열관 온도를 식 (23)에 의거 계산한 결과, 전열관군 온도상승분 ΔT_b 를

$$1.3824 Re_s^{0.65} \left(\frac{1}{1400 + Re_s^{0.65}} \right) (\overline{T_g} - \overline{T_s}) \text{로 나타낼 수}$$

있었으며 튜브뱅크 전열관군을 x 축 단면에서 5 개 구역으로 나눈 구역별 온도편차와 수치해석 결과에 따른 구역별 온도편차를 비교한 결과, Fig. 11과 같이 유사성이 입증되었다. 여기서 \overline{T}_g 는 과열기관 외부 가스평균온도이며 \overline{T}_s 는 과열기관 내부 유체평균온도이다.

이와 같은 과열기관군의 구역별 온도편차는 각 전열관군의 주방향 가스속도 (u_x) 변화에 의한 영향을 나타낸 것으로, 전열관군에 대한 균일한 가스 흐름이 열팽창 차이에 따른 열응력 발생을 최소화시킬 수 있음을 나타내고 있다.

복합발전소의 경우 가스터빈의 출구가스 동특성에 따른 선회유동이 각 부하별 방향 및 그 크기가 매우 다른 현상을 가지고 있으며 사이클링 운전 때 따른 부하변동이 전열면간의 온도편차를 반복적으로 발생시킴으로 인하여 열적피로현상을 심화 시킨다. 이와 같은 현상을 분석하고 열적피로현상을 최소화 하기 위한 전열기구 입구덕트 형상도출을 위한 방안으로 CFD기법을 이용한 수치해석방법이 유효하고도 경제적인 방법임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 창원대학교 연구비 지원에 의한 결과이며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Jackson, P. S., Moelling, D. S., Anderson, F. C. and Malloy, J. W., 2004, "Operating Experience of Large Reheat HRSGs in Merchant Service," Powergen International, Tetra Eng Inc.
- (2) Habib, M. A. and Whitelaw, J. H., 1982, "The calculation of turbulent flow in wide angle diffusers," *Numerical Heat Transfer*, 5, pp.145~164.
- (3) Yoo, G. J., Choi, H. K., Choi, K. L. and Shin, B. J., 2009, "A Numerical Study of the Turbulent Flow Characteristics in the Inlet Transition Square Duct Based on Roof Configuration," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 33. No. 7, pp. 541~551.
- (4) Lee, B. E., Kwon, S. B. and Lee, C. S., 2002, "On the Effect of Swirl Flow of Gas Turbine Exhaust Gas in an Inlet Duct of Heat Recovery Steam Generator," *ASME*, Volume 124, issue 3, pp. 496~502
- (5) Choudhury, D., 1993, "Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling," Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107.
- (6) Fluent 6.3, User's Guide Volume 2.
- (7) Perry, R. H., Gree, D. W. and Maloney, J. O., 1984, *Perry's Chemical Engineer's Hand book*
- (8) Kern, D. Q., 1950, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, p. 512.
- (9) ESCOA Fin tube manual, 1979, Published by ESCOA Corp. Tulsa.
- (10) Dittus, P. W. and Boelter, L. M. K., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," *Univ. Calif. Publ. Eng.* Vol. 2, No. 13, Oct. 17, pp.443-461; Reprinted in *Int. Commun.*, 1985, *Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3~22.