

공학석사 학위논문

GHP용 엔진배열 회수 열교환기의
열전달 특성 실험 및 해석연구

Heat Transfer Characteristics of Heat Exchangers for the
Waste Heat Recovery of Exhaust Gas in GHP

지도교수 윤 상 국

2005년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

채 경 식

Heat Transfer Characteristics of Heat Exchangers for the Waste Heat Recovery of Exhaust Gas in GHP

Kyung-Sik Chae

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning
Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

Experimental and numerical studies are carried out to find the heat transfer phenomena of heat exchangers of the exhaust waste gas in GHP (Gas engine driven Heat Pump) system.

An experimental apparatus consists of the plate-shell heat exchanger (HX2), gas heating unit and cooling water circulating unit. The HX2 has three plates with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 30°. Hot gas flowing in one upward channel releases heat to cooling water in the other channel. The effects of exhaust gas flow rate, gas temperature and cooling water flow rate on the heat transfer coefficient are measured.

The result shows that the heat transfer coefficient of gas channel in HX2 is increased gradually with the increase of gas flow rate and gas temperature, and the pressure drop is also increased significantly. The proper design values of HX2 in GHP system, therefore, are suggested and the correlation equation for the heat transfer

coefficient of gas channel is *provided* within the *experimental* region.

The *numerical predictions* of heat transfer characteristics for the *plate-shell* heat exchanger (HX2) and the *shell-tube* heat exchanger(HX1) are *performed* by FLUENT 5.0 software. *Temperature distribution, flow pattern, and pressure drop* in HX2 are obtained using *approximately* 150,000 *mesh points*. The results are *compared* with *experimental data* and *applied* in 20HP GHP system. *And only* the *numerical analysis* of the *shell-tube* heat exchanger (HX1) attached in gas engine cylinder manifold is carried out to see the trends of exhaust gas *temperature difference, temperature distribution, and pressure drop* by heat exchanger configuration.

목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	3
제 2 장 이론적 배경	5
2.1 GHP의 원리	5
2.2 GHP 배열회수 시스템 구성	6
2.3 열전달 이론 관계식	7
2.4 열교환기 수치해석 이론	9
제 3 장 배가스 열교환기 실험장치 및 실험방법	13
제 4 장 배가스 열교환기 실험결과 및 고찰	18
4.1 배기가스 유량 및 온도변화에 따른 열전달 특성... ..	18
4.2 냉각수 유량변화에 따른 열전달 특성	19
4.3 냉각수 온도변화에 따른 가스측 열전달 특성	20

4.4 실험결과에 따른 열전달 상관관계식	21
4.5 배기가스 유량변화에 따른 압력강하 특성	21
4.6 배기가스 성분에 따른 열전달 특성	22
제 5 장 열교환기 수치해석 결과	29
5.1 배가스 열교환기 해석	29
5.2 배기다기관 열교환기 해석	30
제 6 장 결 론	48
참고문헌	50
부록	53

사 용 기 호

C_p	정압비열 [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$]
h	열전달계수 [$\text{kJ/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}$]
\dot{m}	질량유량 [kg/s]
Q	열전달율 [kJ/s]
U	총괄열전달계수 [$\text{kJ/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}$]
k	열전도도 [$\text{kJ/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}$]
D_h	수력직경 [m]
e	전열판 골 깊이 [m]
w	전열판 너비 [m]
t	관 두께 [m]
A	열교환기의 표면적 [m^2]
ΔT	온도차 [$^{\circ}\text{C}$]
G	질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
Nu	Nusselt 수 [$h \cdot D_h/k$]
Pr	Prandtl수 [$C_p \cdot \mu/k$]
Re	Reynolds수 [$G \cdot D_h/\mu$]

하첨자

g	배기 가스
w	냉각수
i	열교환기 입구
o	열교환기 출구
$LMTD$	대수평균

그리스문자

ρ	밀도 [kg/m^3]
μ	점도 [$kg/m \cdot s$]

표 목 차

Table. 1	Configuration of the <i>plate-shell</i> heat exchanger
Table. 2	The <i>design and experimental</i> values of <i>plate-shell</i> heat exchanger
Table. 3	The <i>boundary conditions</i> for <i>fluent</i>

그림 목 차

- Fig. 1 The seasonal gas & power demand pattern
- Fig. 2 The shell-tube heat exchanger
- Fig. 3 The plate-shell heat exchanger
- Fig. 4 Boundary conditions of GHP engine exhaust heat recovery system
- Fig. 5 A cooling/heating cycle diagram of GHP
- Fig. 6 Schematic diagram of an experimental rig
- Fig. 7 Dimensions of plate-shell heat exchanger
- Fig. 8 Details of flow pattern in plate-shell heat exchanger
- Fig. 9 Photograph of insulated plate-shell heat exchanger
- Fig. 10 Photograph of cooling water supply system
- Fig. 11 Photograph of gas heater
- Fig. 12 Photograph of slidacs
- Fig. 13 Temperature variation with cooling water flow rate at the discharge gas flow rate of 55 ℓ /min
- Fig. 14 Overall heat transfer coefficient with hot gas flow rate
- Fig. 15 Heat transfer coefficient of gas channel with hot gas flow rate
- Fig. 16 Overall heat transfer coefficient with cooling water flow rate

- Fig. 17 Heat transfer coefficient of gas channel with cooling water flow rate
- Fig. 18 Overall heat transfer coefficient with cooling water temperature
- Fig. 19 Heat transfer coefficient of gas channel with cooling water temperature
- Fig. 20 Nu number vs. Re number of gas channel
- Fig. 21 Nu number vs. Re number of cooling water channel
- Fig. 22 Pressure drop in hot gas flow channel
- Fig. 23 Dimensions of plate-shell heat exchanger
- Fig. 24 An overall grid of the plate-shell heat exchanger
- Fig. 25 The 2D temperature zone of the plate-shell heat exchanger
- Fig. 26 The 3D temperature zone of the plate-shell heat exchanger
- Fig. 27 The 3D temperature zone of the plate-shell heat exchanger cooling water
- Fig. 28 An overall grid of the shell-tube heat exchanger
- Fig. 29 An analysis grid of the shell-tube heat exchanger exhaust gas
- Fig. 30 The 3D flow zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas
- Fig. 31 The 2D flow zone of the shell-tube heat exchanger

- Fig. 32 The *3D* flow zone of the shell-tube heat exchanger cooling water
- Fig. 33 The *2D* temperature zone of the shell-tube heat exchanger
- Fig. 34 The *3D* temperature zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas
- Fig. 35 The *3D* temperature zone of the shell-tube heat exchanger cooling water
- Fig. 36 The *3D* pressure zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas
- Fig. 37 The *3D* pressure zone of the shell-tube heat exchanger cooling water

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

1990년대에 들어 경제성장과 국민소득증가에 따라 쾌적하고 편리한 생활에 대한 욕구가 크게 증대하여 여름철 냉방수요가 급격히 늘어나고 있다. 이러한 냉방수요의 급증은 하절기 전력 공급 부족의 우려를 낳고 있으며 국가에너지 이용효율을 악화시키는 주요 요인으로 작용하고 있다. 2003년 8월 22일에 수립된 최대전력수요 4,739만kW 가운데 약 19%인 900만kW가 냉방전력 수요로 추정되는데, 이 수치는 1990년도 최대 전력부하 1,722만kW의 1/2에 해당하는 전력부하이다. 즉, 매년 증가하는 냉방수요를 감당하기 위하여 화력발전소 기준으로 볼 때 5천억원 정도의 발전소 건설비가 지속적으로 필요하게 되는 것이다.

한편, 도시가스의 경우 전력과는 달리 겨울철에 피크수요가 나타나고 여름철에는 가스수요가 극히 적다. 일반적으로 월별 여름철 최소수요는 겨울철 최대수요에 비해 1/5~1/6에 불과하다. 계절적 수요변동에 관계 없이 거의 균일한 물량을 도입해야 하는 천연가스산업의 특성을 고려할 때 이러한 동고하저(冬高夏底)의 수급불균형 문제는 비수요기 LNG 저장장을 위하여 많은 저장시설을 필요로 하고, 그러한 시설을 갖추기 위해서는 막대한 시설자금이 소요된다. Fig. 1은 계절별 가스 및 전력 수급의 불균형을 보여 준다.

따라서 이러한 국가적 에너지 사용의 불균형을 해소하기 위한 방안의 하나로 가스냉방 기술이 필요하게 된다. 여러 가스냉방기술 중 가스엔진 구동 열펌프(GHP)는 이미 개발 및 보급의 환경이 이루어져 있고, 또한 성공적으로 개발, 보급된다면 이웃 일본의 상황을 볼 때, 국내에서도 에너지 불균형 해소에 크게 기여할 것으로 판단된다.

GHP는 하절기에 수요가 감소하는 가스연료를 이용하여 냉방을 얻음

으로써 하절기의 전력 피크 부하를 줄일 수 있고, 동절기에는 엔진의 배열을 난방에 이용함으로써 낮은 기온에서도 성능을 유지할 수 있는 에너지의 합리적 이용에 적합한 에너지 절약 공조 기기로 국내 기기 개발과 수입 보급이 활발히 이루어지고 있다.

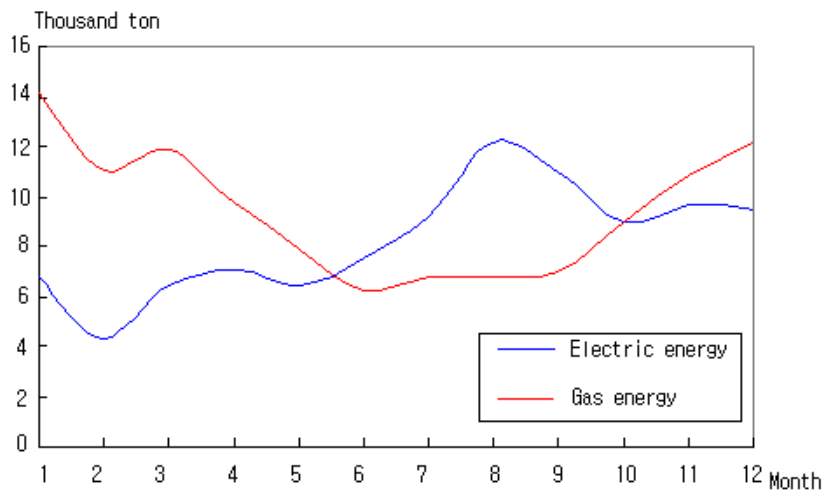


Fig. 1. The seasonal gas & power demand pattern

1.2 연구 목적

GHP 시스템은 압축기를 구동시키기 위한 가스엔진, 냉매를 압축시키기 위한 압축기, 응축기, 증발기 및 팽창기구, 엔진 배기가스의 열을 회수하기 위한 배열 회수 열교환기, 그리고 순환을 위한 펌프, 안전장치 및 제어계통 등으로 구성되어 있다. 즉 GHP는 압축기를 가스엔진으로 구동하고, 엔진 배열을 회수하여 이용하는 부분을 제외하면 전동기로 구동하는 열펌프(EHP)시스템과 동일한 시스템이 된다. 이 중, 배열회수 열교환기는 가스엔진에 배출되는 배기가스의 배열과 엔진 냉각수의 냉각열을 회수함으로써, 전기 구동식 열펌프에서의 가장 큰 문제점인 동절기 및 한냉지에서의 시스템 성능저하를 방지하는 기능을 한다. 그러므로 배열회수 시스템의 성능이 GHP 시스템의 성능에 직접 큰 영향을 미치게 된다.

본 연구의 목적은 GHP 배열 회수용 열교환기의 적용성과 설계자료를 확립하는데 있다. GHP 배열 회수용 열교환기는 Fig. 2의 배기다기관 열교환기(HX1)와 Fig. 3의 배가스 열교환기(HX2)로 구성된다. 본 논문에서는 배가스 열교환기(HX2)에 대해서는 열·유체 해석용 상용코드인 Fluent5.4를 사용하여 수치 해석적인 방법으로 내부 유동장, 온도장, 압력장 등의 해석과 함께 직접 열전달 실험 장치를 구성하여 열전달 특성에 대한 성능 실험을 수행하였고, 배기다기관 열교환기(HX1)에 대해서는 수치 해석적인 방법만을 수행하였다.

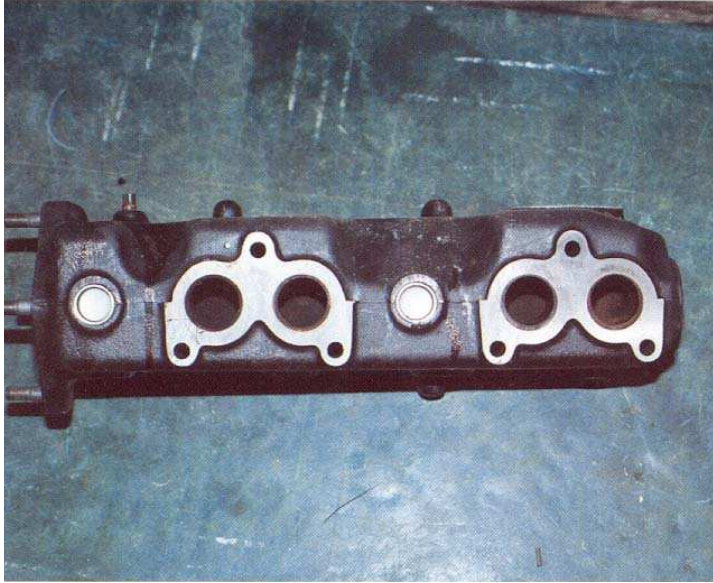


Fig. 2 The shell-tube heat exchanger

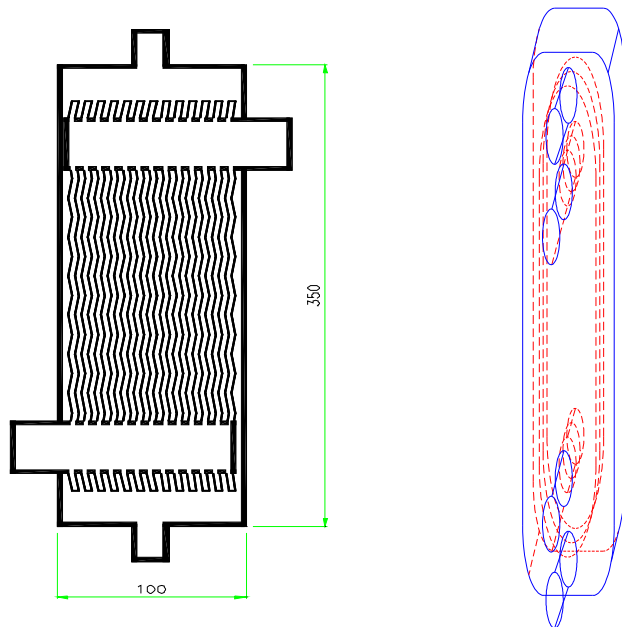


Fig. 3 The plate-shell heat exchanger

제 2 장 이론적 배경

2.1 GHP의 원리

GHP는 가스를 열원으로 하는 가스엔진의 동력으로 구동되는 압축기에 의해 냉매를 실내기와 실외기 사이의 냉매관으로 흐르게 하여 액화와 기화를 반복시켜 여름에는 냉방기로, 겨울에는 난방기로 이용하는 가스 냉난방 기기이다. 전기 구동식 냉난방기와 그 작동 원리는 비슷하나 압축기의 구동력을 전기대신 가스엔진으로부터 얻는다.

Fig. 5의 시스템 원리를 보면 냉방 운전시 냉매는 가스엔진으로 구동되는 압축기에 의해 압축되어지고 압축에 따라 고온고압으로 된 냉매가스는 실외 열교환기에서 응축하고 액화된다. 액 냉매는 실내 유니트의 팽창변에서 감압된다. 저압으로 된 액 냉매는 실내교환기에서 실내공기로부터 흡열하고 증발 가스화 된다. 그 증발열에 의해 실내는 냉방된다. 냉매가스는 압축기에 들어가 같은 작용을 반복한다.

난방 운전시에 냉매는 가스엔진으로 구동되는 압축기에 의해 압축되어 진다. 압축에 따라 고온고압으로 된 냉매가스는 실내 열교환기에서 응축하고 액화된다. 팽창변에서 감압된 저압의 액냉매는 실외 유니트 열교환기에서 외기로부터 열을 흡수하고 흡열된 냉매는 이중관 열교환기에서 배기가스 열교환기와 엔진에 의해 가열된 온수 (냉각수)의 열을 회수하여 증발, 가스화가 된다. 냉매가스는 다시 압축기에 들어가 같은 작용을 반복한다. 특히 GHP의 배열회수 열교환기에서 흡수된 배열 에너지는 전기 구동식 열펌프의 가장 큰 문제점인 동절기 및 한냉지에서 시스템 성능저하를 방지하는 기능과 더불어 급탕, 공업 process가열 등 넓은 영역에까지 확장시킬 수 가 있게 된다. 또한 이렇게 얻은 온수를 이용하여 흡수 냉동기를 구동하면 압축식 냉동기만의 단독 구동에서 얻어지는 것보다 더욱 큰 냉동능력을 얻을 수 가 있다.

2.2 GHP 배열회수 시스템 구성

가스엔진 구동 열펌프의 배열 회수 단계는 냉각수에 의하여 엔진 자켓의 열이 1차 회수되고, 배출되는 배기 가스로부터의 열 회수는 1차 열교환기인 배기다기관 열교환기(Fig. 2)와 2차 열교환기인 배가스 열교환기(Fig. 3)에 의해서 이루어진다.

배열 회수 시스템 설계 및 제작에 있어서, 배관등을 통한 열손실을 줄이기 위하여 배기다기관 열교환기(HX1)와 배가스 열교환기(HX2)를 하나의 몸체로 제작할 수도 있겠지만, 엔진의 구조적인 특성 등으로 인한 공간 문제나, 엔진 정비성 등을 고려하여 HX1과 HX2가 따로 분리 구성 되게된다. 배기다기관 열교환기(HX1)는 엔진구동 후 발생하는 600°C의 배기가스와 직접 접촉하여, Fig. 4와 같이 약 450°C까지 열량을 회수하게되는데, 배기다기관 열교환기는 엔진구동 후 발생하는 배가스와 직접 접촉하므로, 특히 고온에 견딜 수 있도록 하여 4기통 엔진의 배기관을 연결한 내부 배기가스 유로와 냉각수가 흐르는 외부 shell측 유로로 구성된 shell-tube 형식으로 제작되어진다.

제2차 열교환기인 배가스 열교환기(HX2)는 450°C 배기가스로부터 85°C까지 열량을 회수하게 되는데, 전열량이 HX1에 비하여 매우 크므로, 고효율의 열교환기가 요구된다. 냉동 공조용으로 폭넓게 사용되고 있는 용접식 판형 열교환기(brazed type plate heat exchanger)는 사용 온도 범위가 맞지 않으며, 특히 유로가 좁고 열전달 향상을 위한 주름 형상(corrugation)의 표면을 가지므로 배기가스 측의 압력강하 측면에서 볼 때 매우 불리하게 작용할 가능성이 높다. 또한, shell-tube 형식의 열교환기로는 작은 공간 내에서 큰 전열면적을 얻기 어려우므로 적합하지 않다. 이와 같은 사항들을 고려하여 본 연구에서는 주름 형상이 보다 단순하며 유로가 넓은 plate를 용접하여 제작한 plate-shell 형식의 열교환기를 배가스 열교환기 HX2로써 적용하였다. 이 때, 배가스는 pH 4~5

정도의 산도를 갖고 있으므로, 내산성이 높고 불연소 연료와 연소발생성분에 의하여도 충분한 내구력 및 내식성이 있는 재료로서 SUS316을 사용해야한다.

2.3 열전달 이론 관계식

판-곽형(plate-shell) 배가스 열교환기의 열교환산정을 위한 관계식은 다음과 같다.

먼저, 열교환기에서 교환되는 열량 Q는 식(1)이며, 온도차는 대수평균 온도차(LMTD)를 사용하였다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (1)$$

여기서 U는 총괄열전달계수이다.

다음으로, 에너지 평형을 이용하여 냉각수측 열전달량을 식(2)에 의해 구하였다.

$$Q_w = m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w \quad (2)$$

여기서 m_w 와 C_{pw} 는 냉각수의 질량유량과 정압비열을 나타내며, 각각의 물성치 값들은 냉각수 입출구 온도의 평균을 사용하였다. 그리고 ΔT_w 는 냉각수의 입, 출구의 온도차를 나타낸다.

본 실험의 열교환기는 대향류 열교환이 이루어지므로 대수평균온도차는 다음 식과 같다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{g,i} - T_{w,o}) - (T_{g,o} - T_{w,i})}{\ln\{(T_{g,i} - T_{w,o}) / (T_{g,o} - T_{w,i})\}} \quad (3)$$

식 (2)와 (3)에서

$$\begin{aligned} Q &= U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \\ &= m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w \end{aligned}$$

이므로

$$UA = \frac{m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w}{\Delta T_{LMTD}} \quad (4)$$

가 된다. 여기서 각각의 실험 결과 값들을 식 (4)에 대입하여 총괄열 전달계수 U 값을 구할 수 있다.

또한, 총괄열 전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{UA} = \left(\frac{1}{h_g A_g} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_w A_w} \right) \quad (5)$$

여기서, 가스측 열전달계수 값을 구하기 위해 물측 열전달계수는 Marriott[1971]가 제시한 식(6)과 같은 상관식을 사용하였다

$$Nu_w = 0.2536 \cdot Re_w^{0.65} \cdot Pr_w^{0.4} \quad (6)$$

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot k}{D_h} \quad (7)$$

여기서, 수력학적 직경은 판의 폭(w)이 채널의 간격(e)보다 크게 클 때 Shah[1992]가 제시한 아래와 같은 채널간격의 두 배로 하였다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이}} = \frac{4 \times e \times w}{(2e + 2w)} \simeq 2e \quad (e \ll w) \quad (8)$$

여기서 e 는 판의 피치와 바닥까지의 높이를 나타낸다.

식 (4)에서 구한 총괄열전달계수 UA 값과 식 (7)에서 구한 물측 열전달계수 값과 판의 열전도도 값 k 를 식 (5)에 대입하면 가스측 열전달계수 h_g 를 구할 수 있다.

2.4 열교환기 수치해석 이론

열교환기내의 유동 및 열전달 현상의 수치해석에 적용된 연속방정식, 운동량 방정식 및 에너지방정식은 다음과 같다.

가. 연속방정식

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

나. 운동량방정식

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) - \rho \beta g_j (T_i - T_o) \quad (10)$$

다. 에너지방정식

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \right) + \frac{\dot{q}'''}{\rho C_p} \quad (11)$$

위의 지배방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) + S_\Phi \quad (12)$$

여기서 좌변의 첫 번째 항은 시간에 따른 물리량의 변화를 나타내고, 두 번째 항을 대류항이며, 우변의 첫 번째 항은 확산항을 나타내고, S_Φ 는 생성항이다. $\Phi=1$ 인 경우는 연속방정식, $\Phi=U$ 인 경우는 운동량방정식, $\Phi=T$ 인 경우는 에너지 방정식을 나타내고 생성항 S_Φ 는 각각의 지배방정식에 대해서 다른 형태로 표현된다.

라. 표준 $k-\varepsilon$ 모델의 지배방정식

열교환기 내의 유동 및 열전달 현상을 해석하기 위하여 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였다. $k-\varepsilon$ 모델에서 난류점성계수는 물성치가 아니라 난류운동의 양상이나 이력에 따라 변하는 값이다. 이 난류점성계수는 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성길이와 특성속도에 의해 결정되는 값으로 알려져 있다. 특히 표준 $k-\varepsilon$ 모델에서는 난류운동에너지 k 에서 특성속도를, 난류운동에너지 ε 에서 특성길이를 구하여 난류점성계수 ν_t 를 계산하는 모델이며, 이를 표현하면 다음과 같다.

$$\nu_t = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

그리고, 난류운동에너지 k 와 ε 은 다음의 수송방정식에 의해서 결정된다.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + P_k - \varepsilon \quad (14)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right\} + \frac{\varepsilon}{A} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \quad (15)$$

여기서, 생성항 P_k 는 다음과 같다.

$$P_k = \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (16)$$

그리고, 계수들은 다음과 같이 정의된다.

$$C_{\mu} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \quad C_{\epsilon 1} = 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92$$

경계조건에는 유체와 벽면의 조건이 포함된다.

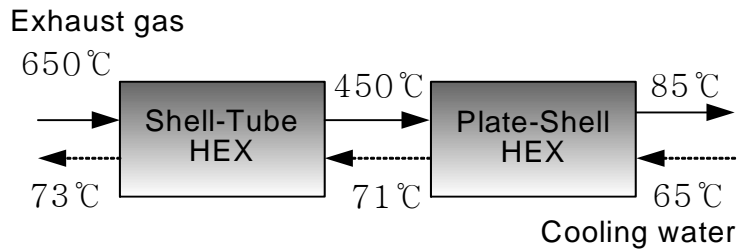
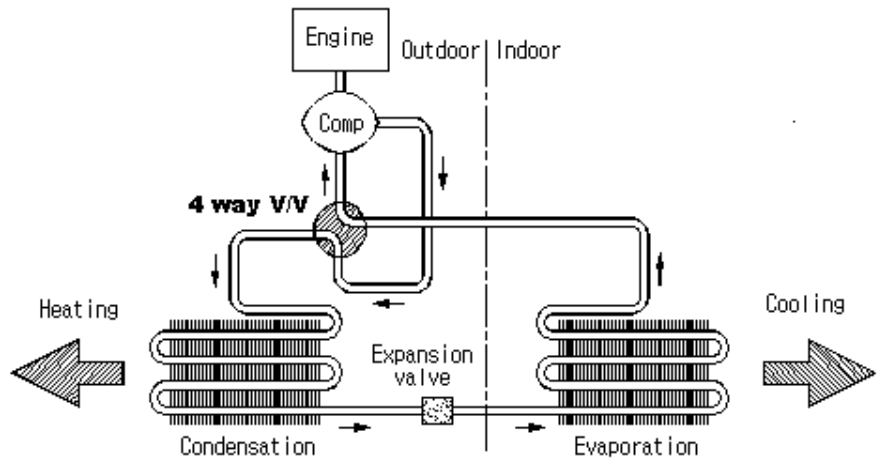
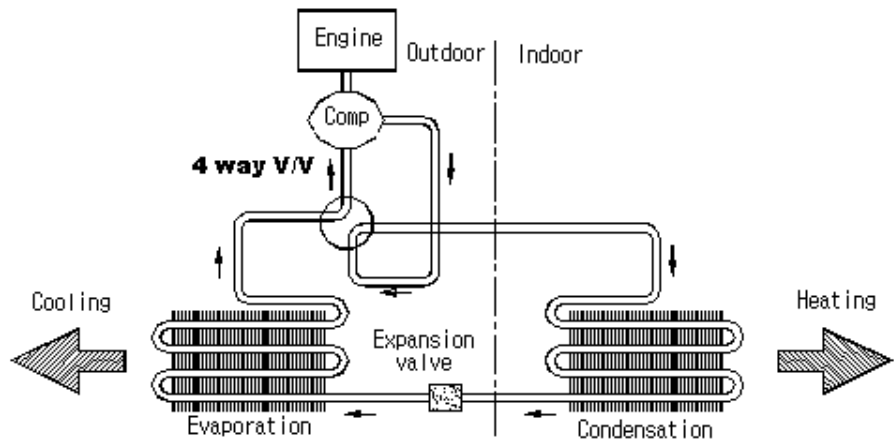


Fig. 4 Boundary conditions of GHP engine exhaust heat recovery system



(a) Cooling Cycle



(b) Heating Cycle

Fig. 5 A cooling/heating cycle diagram of GHP

제 3 장 배가스열교환기 실험장치 및 실험방법

배가스 열교환기의 열전달 성능 실험을 위하여 Fig. 6과 같은 장치를 제작하였다. Fig. 7, 8 과 Table. 1은 본 연구에 사용된 시험부 전열판의 형상, 치수 및 재원을 각각 나타낸다.

실험장치의 구성은 시험부, 가스 가열부, 냉각수 순환부, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 처리 장치로 되어 있다. 고온의 엔진 배기가스 생성은 배기가스와 성분이 유사하도록 질소가스와 이산화탄소를 88.9:11.2로 혼합하여 사용하였다. 여기서, 배기가스의 조성에 관한 계산들은 부록에 언급하였다. 혼합가스는 5kW급 가열기 4개를 가설하여 주입가스의 온도를 상승시켜 실험부에 주입되도록 하였다. 가스 온도는 가열 히터에 슬라이 닥스를 가설하여 조절하였으며, 실험부에 유입되는 가스유량은 rotameter로 측정하였다.

냉각수는 엔진의 냉각수와 동일하게 에틸렌글리콜을 50% 혼합하였고 수조에 가열기를 설치하여 온도를 조절하였다. 밸브로 실험부에 유입되는 냉각수 유량을 제어한 후 flow meter로 측정하였다. 시험부의 plate-shell 열교환기는 모두 3장의 전열판을 용접하여 제작하였으며, 이들 전열판들은 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 설치되어 있다. 판 간격 등의 규격은 GHP 20HP급에 사용되는 열교환기 규격과 동일하나 channel수를 감소시켜 배기가스 2 channel, 물 2 channel로 하여 실험을 수행하였다.

각 지점의 온도 측정은 T형 thermocouple을 배관내에 삽입하여 측정하였고, 가스측 압력강하 측정은 마이크로 차압계인 Furness Control사의 FCO-12를 사용하였다.

열전달 과정동안 고온 가스의 열손실을 최소화하기 위하여 열교환기 외부 케이스를 이중으로 제작하여 2×10^{-1} Torr의 진공 단열을 하였고, 그 외부에 유리섬유를 도포한 후, 다시 우레탄폼 40mm로 단열 하였다.

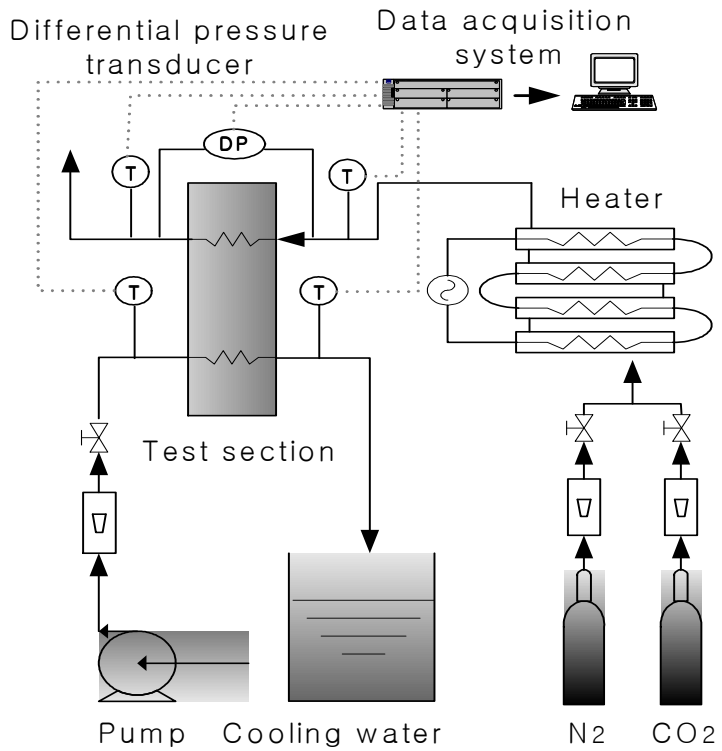


Fig. 6 Schematic diagram of an experimental rig

Table. 1 Configuration of the plate-shell heat exchanger

Plate material	SUS-316L
Shell material	Steel
Plate thickness [m]	0.0007
Number of plate	3
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle	30°

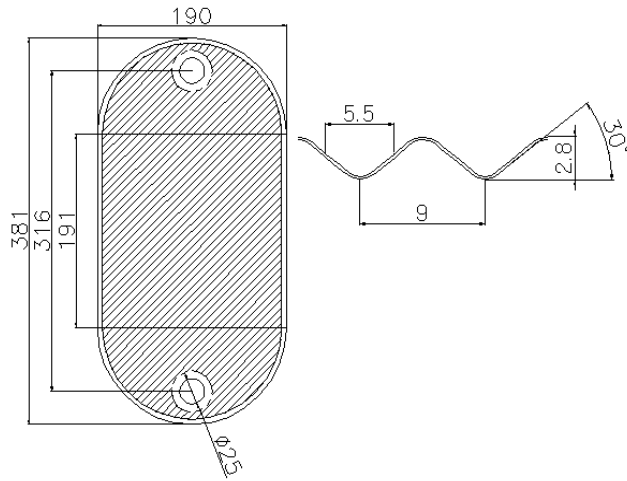


Fig. 7 Dimensions of *plate-shell* heat exchanger

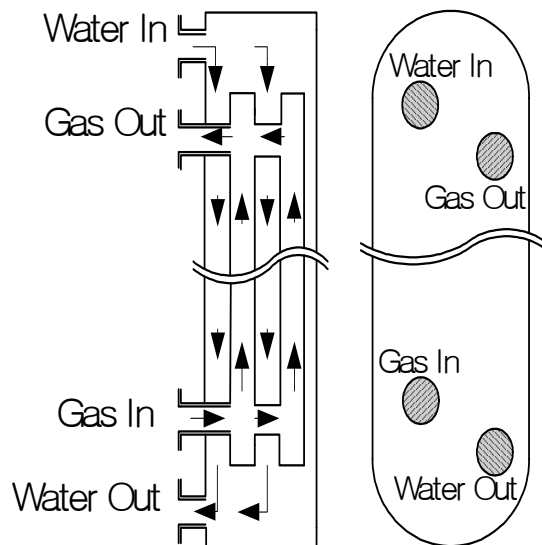


Fig. 8 Details of flow *pattern* in *plate-shell* heat exchanger

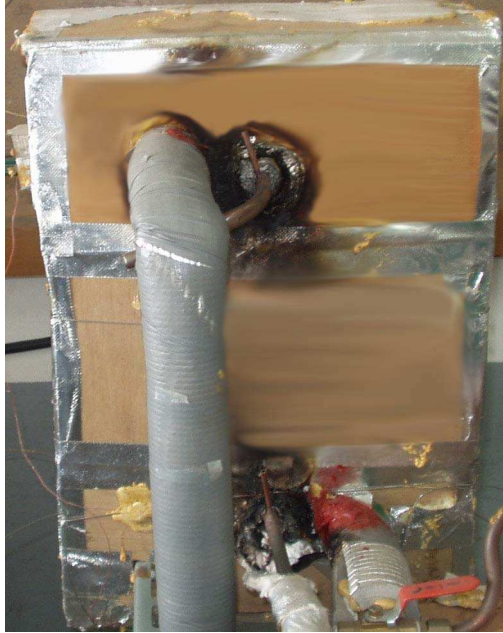


Fig. 9 Photograph of insulated *plate-shell* heat exchanger



Fig. 10 Photograph of cooling water supply system



Fig. 11 Photograph of gas heater



Fig. 12 Photograph of *slidacs*

제 4 장 배가스 열교환기 실험결과 및 고찰

본 실험에서 수행한 변수들의 실험 범위는 GHP 설계값을 기준한 것으로 Table 2와 같다. 실제 설계 기준 값들을 바탕으로 배기가스의 유량과 온도, 냉각수의 유량과 온도를 변화시켜가며 실험하였다.

Fig. 13은 배기가스 유량이 channe당 55 /min , 온도 460 $^{\circ}\text{C}$ 일 때 온도 65 $^{\circ}\text{C}$ 인 냉각수 유량에 따른 각 지점의 온도를 보여준다. 그림에서 보듯이 냉각수 유량이 전체 9 /min (channe당 4.5 /min)가 되면 냉각수 입구온도와 배기가스 출구온도가 거의 같아짐을 볼 수 있다. 그러므로 본 논문에서는 최대 냉각수 유량을 9 /min 제한하였다.

4.1 배기가스 유량 및 온도 변화에 따른 열전달 특성

GHP 20HP급 설계값을 기준하여 냉각수 유량을 전체 5.5 /min 과 입구온도를 65 $^{\circ}\text{C}$ 로 고정하고 배기가스 유량을 32~222 /min 범위에서 배기가스 입구온도 350, 400, 450 $^{\circ}\text{C}$ 일 때 각 지점의 온도를 측정하였다. 그리고, 각 지점의 온도를 바탕으로 Fig. 14, Fig. 15에 배기가스 유량에 따른 총괄 열전달계수와 가스 측 열전달계수의 변화를 나타내었다.

그림에서처럼 배기가스 유량이 32~222 /min 의 범위 내에서 총괄 열전달계수는 70~149 $\text{W/m}^2\text{K}$, 그리고 가스 측 열전달 계수는 72~162 $\text{W/m}^2\text{K}$ 값이 얻어졌다.

배기가스 유량 증가에 따라 총괄 열전달계수와 가스측 열전달계수가 상승하는 것은 가스질량유량 증가 즉 Re값의 증가에 따라 열전달이 촉진되기 때문인 것으로 보인다. 그러나 배기가스 유량이 대략 190 /min 이상이 되면 가스측 열전달계수의 증가값이 감소하는 것을 볼 수 있는 것은 일정한 전열면적을 갖는 열교환기에 있어 단일상의 유체 유속의 증가에 따라 변하는 Re값의 지수 승에 비례하는 것에 일치한다. 이는

열교환기 전열면적에 따른 최적의 유량, 온도 조건이 있음을 알 수 있으며 본 열교환기 형태 및 전열면적에 대한 배기가스 측의 최적유량 값은 $190 \text{ } \ell/\text{min}$ 으로 얻어졌다.

또한 배기가스 유량이 일정할 때 가스 주입 온도에 따른 가스측 열전달계수 값을 보면, 배기가스 주입 온도가 높을 수록 가스측 열전달계수가 높게 나타났다. 일반적으로 단상유동일 경우 열전달계수 값은 온도에 무관한 값일 것이나, 본 실험에서는 배기가스의 온도에 따라 영향을 받는 결과를 얻었으며, 이는 배기가스의 온도에 기인한 것으로 판단된다.

그 원인으로서는 분석되는 것은, 첫째로 고온의 가스는 온도가 높을 수록 Pr값이 단위 값인 1보다 매우 적게되어 빠른 열전달이 발생하게 된다. 즉 유체의 흐름 모멘텀 보다 열전달 온도장이 빠르게 되어 열전달이 촉진되는 것이다.

둘째, 고온으로 인하여 열교환기 벽면의 열전달 경계층이 깨지게 되어 열전달이 촉진되는 현상이 발생되고, 이 현상은 배기가스 온도가 높을수록 더욱 크게 나타나게 되는 것으로 분석된다.

셋째, 고온의 가스와 열교환 접촉되는 전열면의 반대측에 냉각수가 접촉할 때 전열면 가까이 국부적으로 냉각수 온도가 상승함으로써 열전달을 촉진하는 데 기인되고 있다. 이 고온의 가스에 의한 냉각수측 열전달 촉진 영향인자를 반영하기 위하여는 가스측과 물측을 고려한 즉 양방향 2개의 변수인자를 고려한 총괄열전달 분석이 필요하게 될 것이나, 본 연구에서는 냉각수측을 Marriot 등 기존 연구자들의 해석과 동일하게 설정하고 가스측 열전달 현상을 분석하였다.

4.2 냉각수 유량변화에 따른 열전달 특성

GHP 20HP급 설계값을 기준하여 배기가스 유량을 전체 $157.5 \text{ } \ell/\text{min}$, 냉각수 입구온도를 65°C 고정하고 냉각수 유량을 $2.5\sim 9 \text{ } \ell/\text{min}$ 범위에서

배기가스 입구온도 350, 400, 450℃ 일 때 각 지점의 온도를 측정하였다. 그리고, 각 지점의 온도를 바탕으로 Fig. 16, Fig. 17에 냉각수 유량에 따른 총괄 열전달계수와 가스 측 열전달계수의 변화를 나타내었다.

그림에서 나타난 것처럼 총괄 열전달계수와 가스 측 열전달계수는 냉각수 유량 2.5~9 l/min 의 범위 내에서 각각 81~180 $\text{W/m}^2\text{K}$ 와 102~162 $\text{W/m}^2\text{K}$ 의 값을 나타내었다.

본 실험 범위 내에서는 냉각수의 유량이 증가할수록 총괄 열전달계수와 가스 측 열전달계수는 증가하는 경향을 나타내었다. 이와 같은 결과는 4.1절에서 언급했던 이유와 같다. 즉 Re값의 증가에 기인한 결과이며, 실험범위 내에서 계속적인 상승을 나타내지만 냉각수 유량이 6.5 l/min 이상의 범위에서는 상승폭이 줄어드는 것을 볼 수 있다. 그러므로 본 열교환기의 냉각수 측의 최적유량 값은 6.5 l/min 으로 얻어졌다.

4.3 냉각수 온도변화에 따른 가스측 열전달 특성

배기가스 유량을 GHP 20HP급 설계값을 기준하여 전체 157.5 l/min , 냉각수 유량을 5.5 l/min 로 고정하고, 냉각수 온도를 45~85℃ 범위에서 배기가스 온도 350, 400, 450℃ 일 때 각 지점의 온도를 측정하였다. 그리고, 각 지점의 온도를 바탕으로 Fig. 18, Fig. 19에 냉각수 온도에 따른 총괄 열전달계수와 가스측 열전달계수의 변화를 나타내었다.

냉각수 주입 온도에 따른 배기가스측 열전달계수의 변화를 보면, 냉각수 주입 온도가 낮아 배기가스 주입온도와 온도차가 클수록 총괄 열전달계수와 가스측 열전달계수가 증가하는 경향을 나타내었다. 냉각수 입구 온도가 45~85℃ 범위 내에서 총괄 열전달계수는 116~137 $\text{W/m}^2\text{K}$ 의 값이 가스측 열전달계수는 124~149 $\text{W/m}^2\text{K}$ 값이 얻어졌다. 이와 같은 결과는 온도에 따라 크게 변화되는 배기가스의 밀도에 기인한 것으로 분석된다. 즉 냉각수 주입 온도가 낮을 수록 열교환기내 가스 channel/측

을 흐르는 배기가스의 온도가 낮아지게 되어, 배기가스의 밀도는 커지게 된다. 이는 Re수의 밀도값을 증가시켜 열전달계수 역시 증가하게 되는 것이다.

4.4 실험결과에 따른 열전달 상관관계식

이상 실험결과로부터 *plate-shell* 열교환기의 배기가스 측 열전달 상관식을 구하기 위하여 결과 값들을 Fig. 20처럼 Re수에 대한 Nu수로 나타내었다. 이로부터 배기가스 측 열전달 상관식은 아래와 같은 식 (17)로 얻어졌다.

$$Nu_g = 0.0632 \cdot Re_g^{0.42} \cdot Pr_g^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_b}\right)^{0.35} \quad (17)$$

4.5 배기가스 유량변화에 따른 압력 강하 특성

실제 20HP급 GHP설계 기준설계 조건인 배기가스 온도 450℃, 냉각수 유량 및 온도가 각각 5.5 *l/min*, 65℃에서 배기가스를 유량을 변화시키면서 열교환기 입출구에서의 압력차를 측정하였다. Fig. 22은 배기가스 유량에 따른 압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 배기가스 유량이 증가할수록 압력강하가 증가함을 보여준다. 질량유량이 증가하면 열전달계수는 증가하나, GHP의 경우 열교환기측 압력강하가 엔진성능에 영향을 줄 수 있으므로 압력강하를 고려한 설계가 필요하다.

본 *plate-shell* 열교환기 배기가스측 2 *channel*의 압력강하 실험 결과, 배기가스 유량이 증가할수록 압력강하가 증가하였다. 20HP급 GHP의 배기가스 열교환기는 390 *l/min*의 배기가스가 7개의 *channel*에 분산되므로 1개 *channel*당 유량은 55 *l/min*가 된다. 본 실험은 2개의 *channel*에 대

한 압력강하 값이므로 110 1/min 에 대한 압력강하 값을 Fig. 22에서 보면 70mmAq로 7개의 channel에서는 245mmAq가 된다. 이는 배압 허용치인 650mmAq 이내가 되므로 *plate-shell* 열교환기가 GHP 배열회수에 적절함을 알 수 있다.

4.6 배기가스 성분 에 따른 열전달 특성

GHP 시스템의 엔진 배기가스 성분은 이산화탄소, 질소, 수증기로 구성되나 본 연구에서는 이산화탄소와 질소를 88.9:11.1의 비율로 적용하여 실험하였다. 실제 시스템의 천연가스 엔진에 대한 배기가스 성분별 조성은 부록에서 보여주는 바와 같다. 본 연구에서 실제 시스템의 배기가스 성분 중 수분을 제외한 이유는, 이러한 성분의 차이에 따른 열교환기의 배열회수 열전달이 증가하게 되고 그 오차가 크지 않을 것으로 판단하였기 때문이다.

즉, 고온의 수증기가 냉각수와 열교환되는 현상은 수증기의 냉각과정인 현열 열전달과 응축이 발생하는 2상 열전달 현상으로 이루어 질 것이다. 이는 GHP 시스템의 배기가스측 배열회수 온도가 650°C에서 85°C까지 기준되기 때문이다. 이 온도 영역에서 수증기 자체의 열전달계수 값을 보면, 수증기가 가스 상태 열전달 영역에서는 열전달계수가 낮게 되고 응축 열전달 영역에서는 열전달계수가 크게 된다. 즉 응축열전달 현상 때문에 열교환기 과정 동안에 열전달이 증가하게 되는 것임으로 이 수증기를 배제한 열전달 실험값보다 실제 열교환은 크게 될 것이다.

또한 타 가스와의 열전달 특성을 비교하면, 수증기의 경우 밀도 값이 650°C ~ 100°C에서 0.248~0.59kg/m³인 반면, 질소가스의 경우는 0.374~0.962kg/m³으로 수증기에 비하여 질소가스의 열전달이 크게 된다. 그러므로 수분을 배제한다 할지라도 상대적으로 밀도가 큰 질소 양을 많이 고려함으로써 성분차에 의한 오차를 해소할 수 있기 때문이다.

Table. 2 The design and experimental values of plate-shell heat exchanger

Items	Design value of 20HP GHP	Experimental region
Gas flow rate per channel(l/min)	55	16~111
Gas temperature ($^{\circ}\text{C}$)	450	350~450
Cooling water flow rate (l/min)	2.75	1.25~4.5
Cooling water temperature ($^{\circ}\text{C}$)	65	45~85

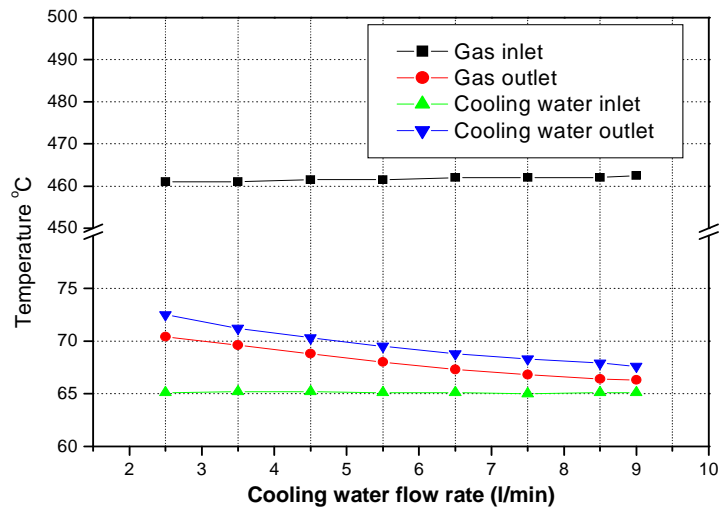


Fig. 13 Temperature variation with cooling water flow rate at the discharge gas flow rate of 55 l/min

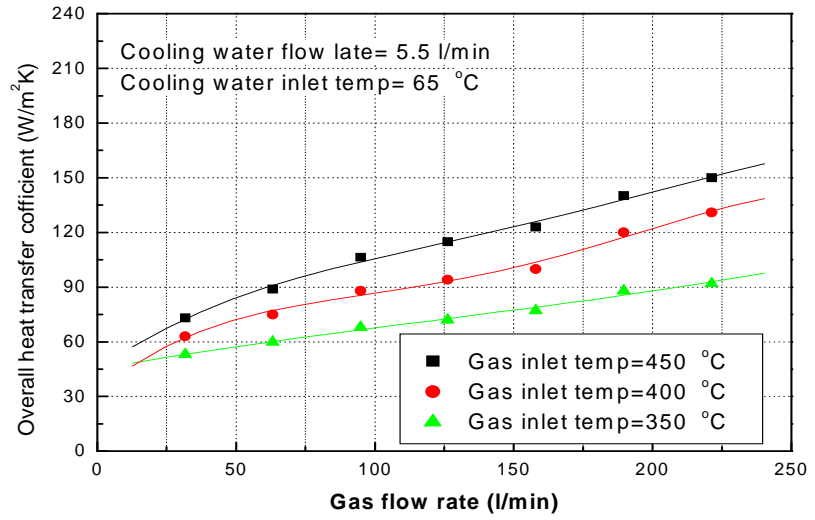


Fig. 14 Overall heat transfer coefficient with hot gas flow rate

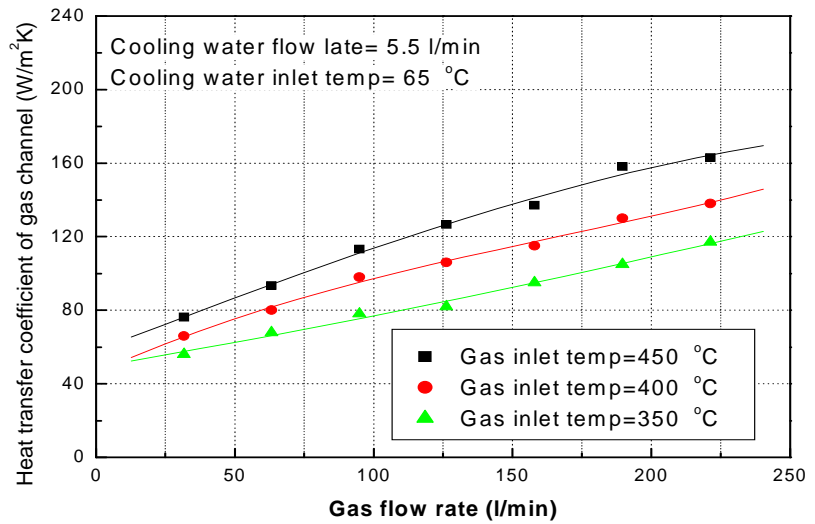


Fig. 15 Heat transfer coefficient of gas channel with hot gas flow rate

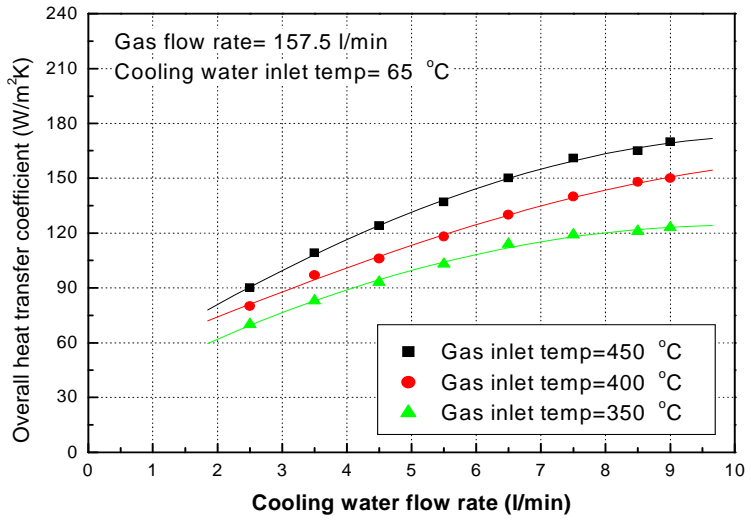


Fig. 16 Overall heat transfer coefficient with cooling water flow rate

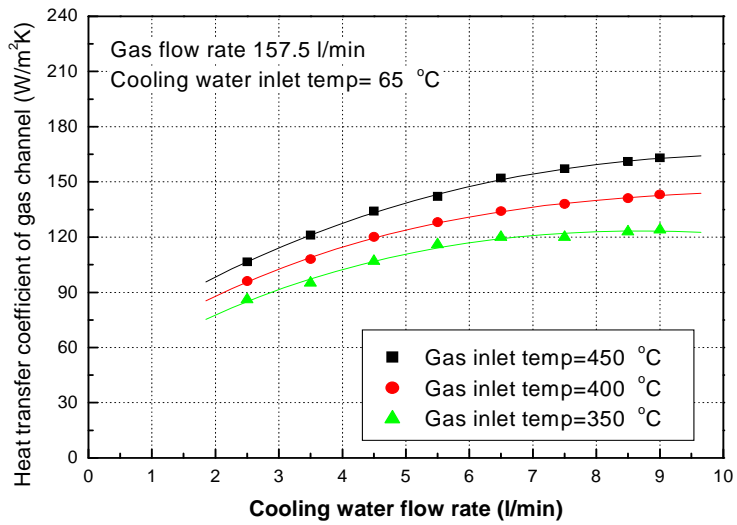


Fig. 17 Heat transfer coefficient of gas channel with cooling water flow rate

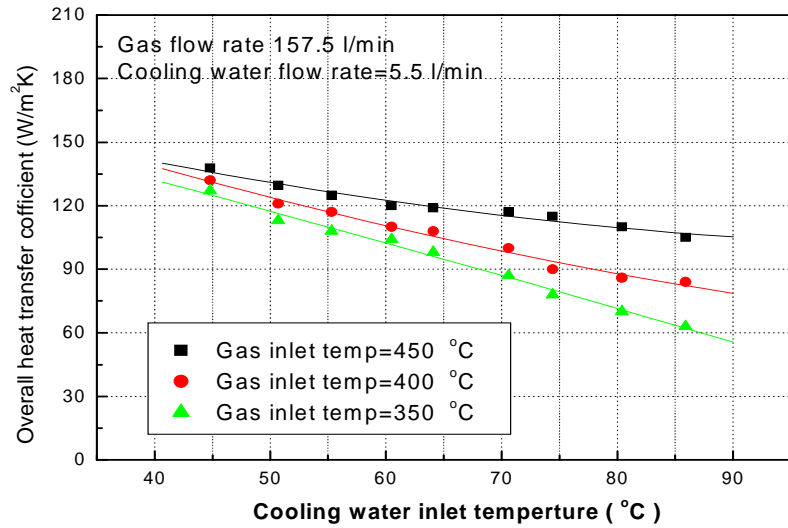


Fig. 18 Overall heat transfer coefficient with cooling water inlet temperature

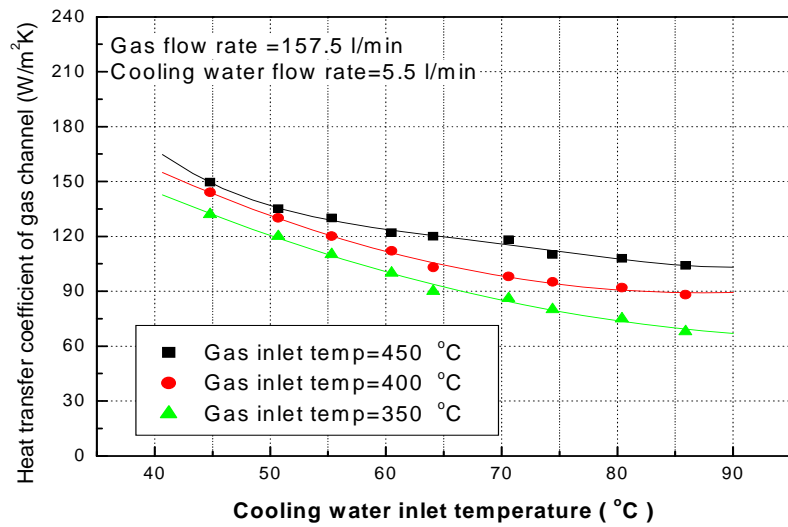


Fig. 19 Heat transfer coefficient of gas channel with cooling water inlet temperature

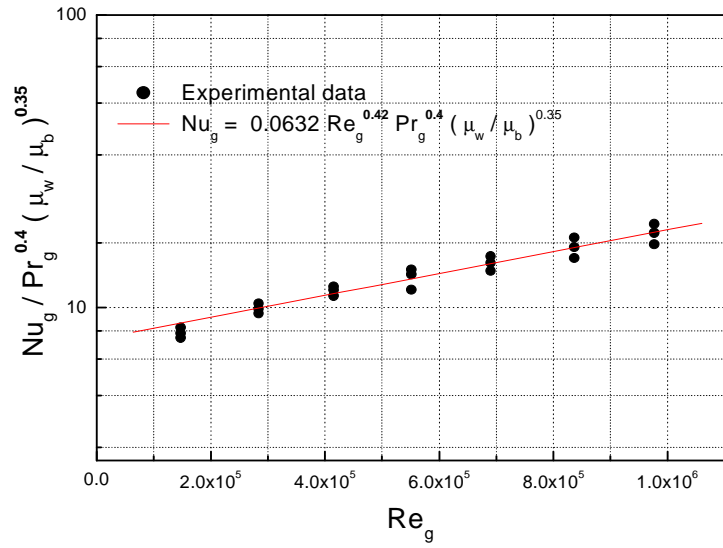


Fig. 20 Nu number vs. Re number of gas channel

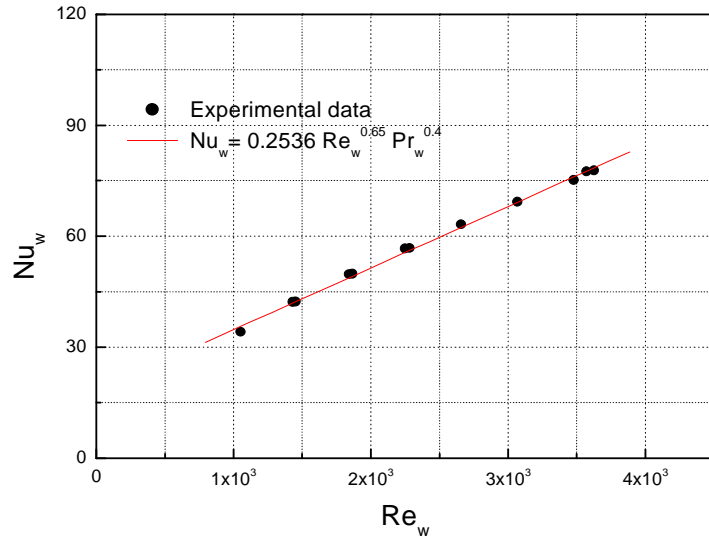


Fig. 21 Nu number vs. Re number of cooling water channel

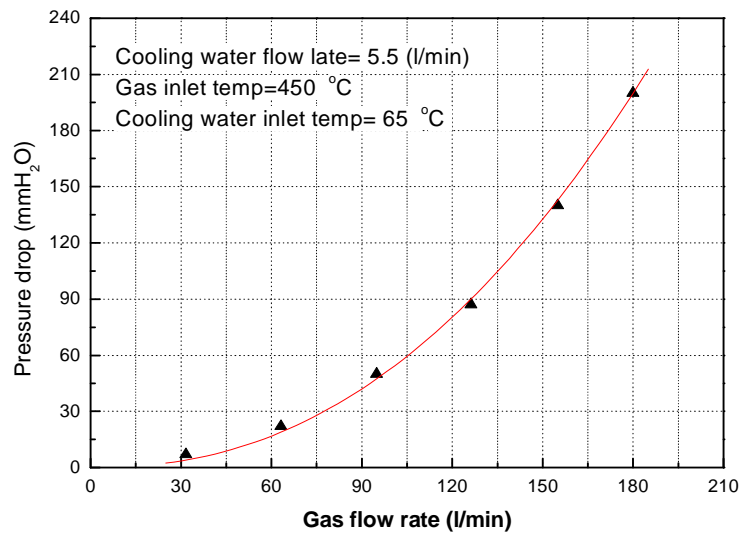


Fig. 22 Pressure drop in hot gas flow channel

제 5 장 열교환기 수치해석 결과

본 연구에서는 열교환기의 수치해석을 위해서 상용 유동해석 프로그램인 *Fluent* 5.4를 사용하였다. *Fluent* 5.4는 열전달, 유동에 관한 현상의 수치해석을 위해 개발된 프로그램으로, 열교환기 해석, 공기역학적 설계, 난류 대기경계층 등에 응용된다. *Fluent* 5.4는 *grid* 제조 전처리 장치인 *Gambit*, 주 프로그램인 *Fluent* 5.4, 그리고 후처리장치인 *Postprocessor*로 이루어져 있다. *Fluent* 5.4는 유한체적법(*Finite volume method*) *code*로서, 속도 등 벡터량과 온도, 압력 등 스칼라량의 결정 위치가 서로 다른 격자계를 사용한다. 본 연구의 계산에 사용한 주요 물리량은 *Table. 3*과 같다.

5.1 배가스 열교환기 해석

5.1.1 해석 배가스 열교환기 형식

배기가스 열을 회수하는 *plate-shell* 열교환기는 *Fig.23*과 같은 형태의 열교환기를 해석하였다. 해석에 적용한 열교환기는 본 연구의 초기에 적용된 형태의 열교환기로 해석결과 열용량의 부족으로 성능실험에 적용한 *Fig.7*의 열교환기 형태로 변경되었다. 하지만 유로 및 열교환기 형상 면에서는 큰 차이점이 없으므로 *Fig.23*의 열교환기를 해석한 결과를 바탕으로 실험에 적용한 열교환기의 내부 유동형태 및 온도장 등을 예측하였다.

열교환기의 내부 채널들을 흐르는 물과 배기가스의 유량은 균일하게 분포되므로 해석은 본 열교환기를 대표하는 1개의 배기가스와 2개의 냉각수 채널을 모델링하여 전체의 열전달을 해석하였다.

5.1.2 배가스 열교환기 해석 결과

열교환기내의 유동 및 열전달 현상을 해석하기 위한 이론 방정식은 난류모델인 표준 $k-\epsilon$ 모델로 적용하였다. Fig. 24는 전열해석을 위한 Grid 형태를 나타낸다. 총 Mesh수는 약 15만개이다. 수렴을 위한 해석 시간은 약 10,000초 정도가 소요되었다.

Fig. 25는 온도장으로 고온부 배기가스는 673K로 주입되어 603K로 배출되고, 냉각수는 353K로 주입되어 449K로 배출되고 있다. 배기가스 출구의 온도가 높고 배출되는 냉각수의 온도가 높은 이유는 20HP급 GHP의 배기가스 유량을 기준 하였을 때 상대적으로 열교환 면적의 부족으로 충분한 열교환을 이루지 못함이다. 그러므로 해석에 적용된 열교환기는 20HP급 GHP의 열교환기로 적절하지 못함을 알 수 있다.

Fig. 25은 배기가스의 2D 온도장이며 Fig. 26은 배가스 3D 온도장, 그리고 Fig. 27은 냉각수를 포함한 전체의 온도장이다.

5.2 배기 다기관 열교환기 해석

5.2.1 해석 배기 다기관 열교환기 형식

Fig. 28은 본 배기 다기관 열교환기의 전열해석을 위한 전체의 Grid 형태를 보여준다. Mesh수는 gas 측 35,296개, 벽 측 45,393개, 냉각수 측은 약 196,932개로 총 약 27만개이다. Fig. 29는 배기가스측의 Mesh 형태이다. 수렴을 위한 해석 시간은 Pentium IV, 1GHz를 사용하여 10,000~15,000 초 정도의 계산이 필요하였다.

5.2.2 배기 다기관 열교환기 해석 결과

열교환기내의 유동 및 열전달 현상을 해석하기 위한 이론 방정식은 난류모델인 표준 $k-\epsilon$ 모델로 적용하였다.

Fig. 30은 배기가스측 3D 유동장, 그리고 Fig. 31은 2D 유동장을 보여준다. 4개의 실린더로부터 배출된 배기가스는 혼합되어 우측 출구로 배출된다. 좌측 끝의 1호 실린더에서 배출된 유동이 2호 배기가스와 합쳐지면서 하부 속도와 유량이 증가하고, 3·4호 실린더 유동 기류와 합쳐져서 역시 하부와 출구의 속도 벡터가 증가하고 있다. 3호 실린더의 입구 측에 일부 와류가 형성되고 있으며, 이러한 현상은 실린더로부터 배출되는 배기가스의 유입이 저해되는 영향을 일부 미칠 수 있다.

Fig. 32는 냉각수측의 3D 유동장을 나타낸다. 냉각수측은 전체적으로 균일한 속도벡터가 형성되고 있다.

Fig. 33은 2D 온도장, Fig. 34는 배기가스측 3D 온도장으로 유동구조와 상호 영향을 갖는다. 배기가스 배출 온도는 923K로 유로에서 혼합되어지나, 냉각수와 열교환에 의하여 출구측 온도는 723K가 된다. 3·4호 실린더 배출가스 하부의 온도가 낮은 것은 유동장의 속도가 커서 냉각수와 열전달이 잘되기 때문이다.

Fig. 35는 냉각수만의 온도 변화를 Scale-up하여 나타낸 것이다. 좌측 하부에서 347K로 주입되는 냉각수는 우측 상부로 배출될 때 온도가 348.5K로 얻어 졌다. 냉각수의 온도 변화가 1.5°C로 적은 것은 배기가스의 체류 시간이 짧아 열전달 시간이 충분치 못하는 데 기인한 것으로 보인다. 냉각수의 유입 방향을 변경한 해석에서도 차이가 미미한 결과를 얻었다.

압력분포는 엔진배열을 회수하는 열교환기 구조를 결정하는 중요한 인자가 된다. 엔진 실린더 후반의 배기가 원활히 이루어지지 않을 경우 엔진의 운전에 영향을 주기 때문이다. Fig. 36은 배기가스의 압력분포를

보여준다. 그림을 보면 좌측 내부의 배가스 압력이 제일 높고 우측 실린더에서는 압력이 낮다. 그리고 유동장의 정체점에서 압력이 증가하고 속도가 빠른 곳에서 압력이 증가하는 경향을 보였다. 압력분포 해석 값은 엔진회전수 2000rpm, 연료유량 6 Nm³/h를 기준 했을 때 압력강하는 약 500Pa(51mmAq)수준으로, 배가스 열교환기 측의 압력강하 값인 245mmAq를 고려해도 배압 허용치인 650mmAq 이내가 되므로 엔진의 운전에 영향이 없는 것으로 해석되어졌다. Fig. 37는 냉각수의 압력분포로 모든 부위에 균일한 값을 보여준다.

Table. 3 The boundary conditions for fluent

구 분	물성치	단 위	적용값	비 고
냉각수	밀 도	kg/m ³	998.2	
	비 열	J/kg K	3500	
	열전도도	w/m K	0.60	
	점 도	kg/m s	0.001003	
	분자량	kg/kgmol	18.0152	
배기가스	밀 도	kg/m ³	0.9613	
	비 열	J/kg K	1626.7	
	열전도도	w/m K	0.022299	
	점 도	kg/m s	1.354*10 ⁻⁵	
	분자량	kg/kgmol	28.966	
탄소강	밀 도	kg/m ³	7854	
	비 열	J/kg K	434	
	열전도도	w/m K	60.5	

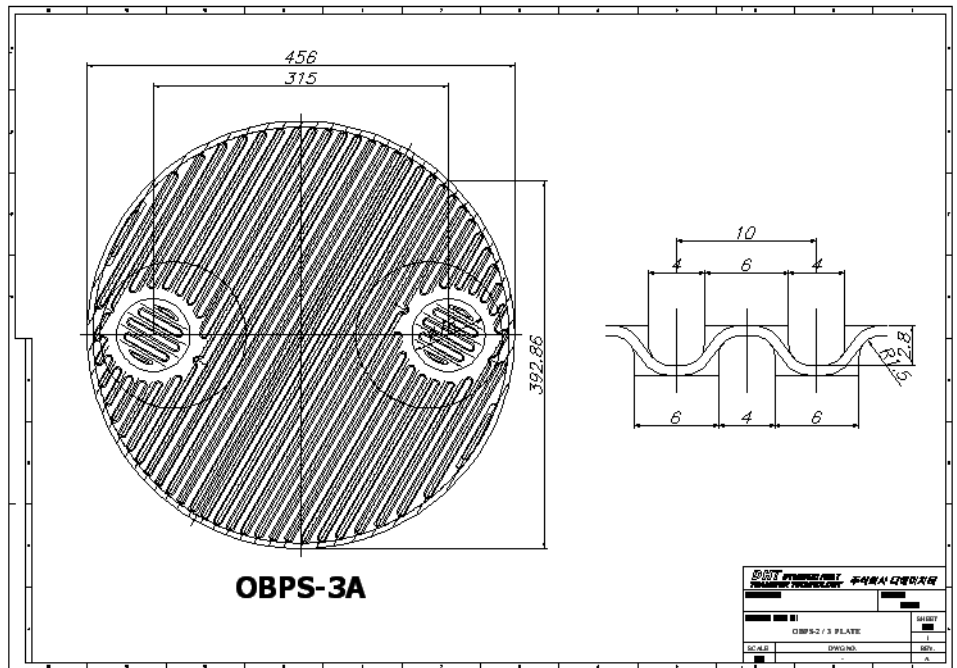
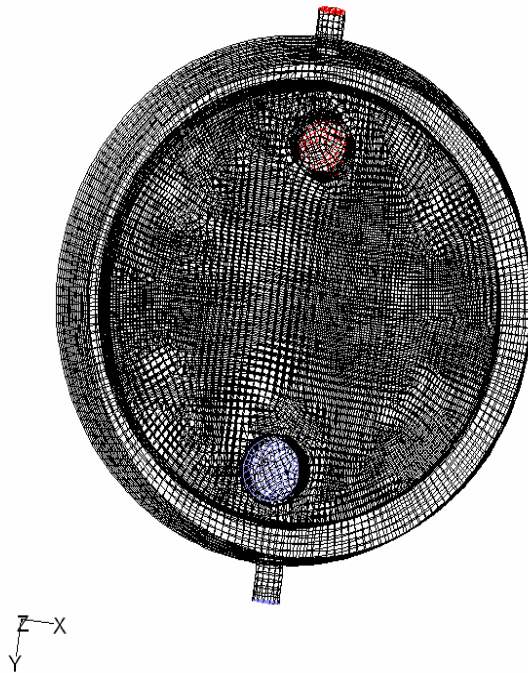


Fig. 23 Dimensions of plate-shell heat exchanger



Grid

May :
FLUENT 5.4 (3d, segreg

Fig. 24 An overall grid of the plate-shell heat exchanger

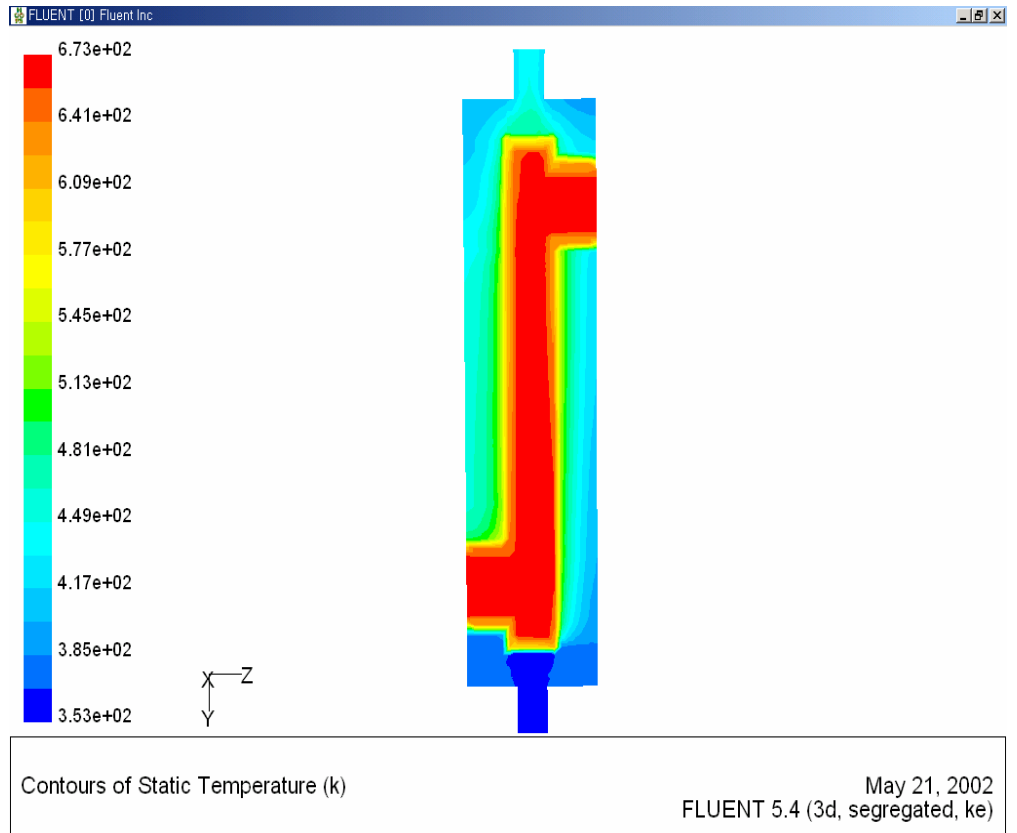


Fig. 25 The 2D temperature zone of the *plate-shell* heat exchanger

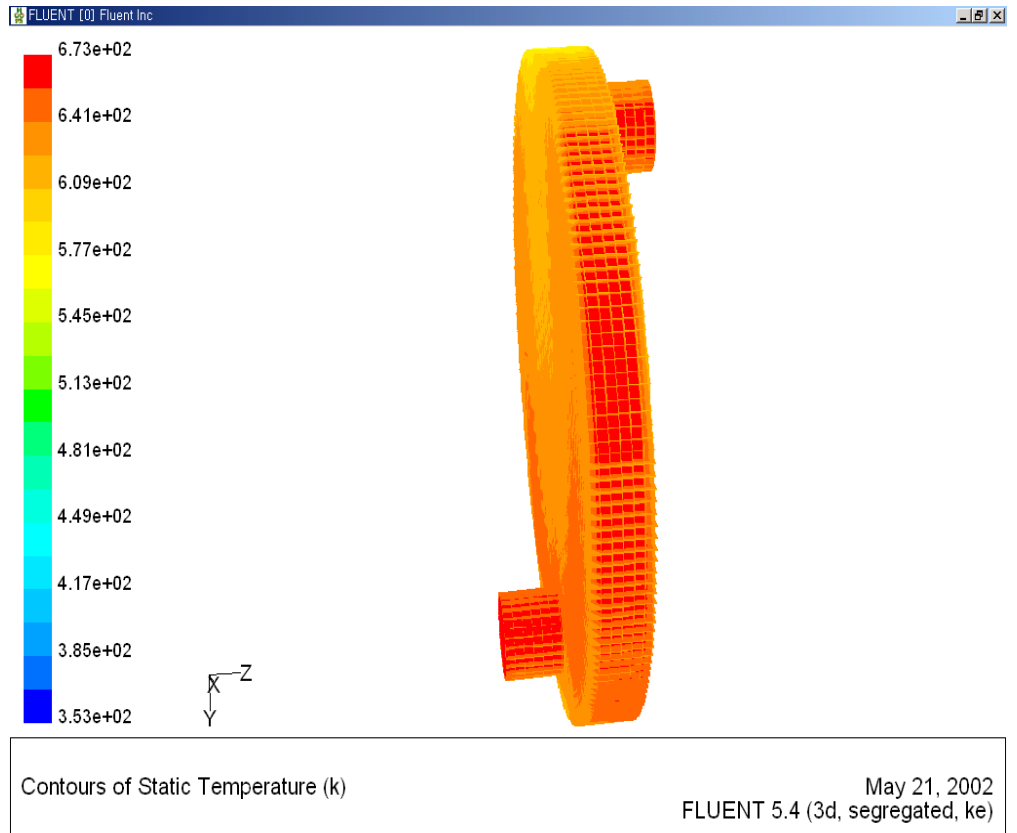


Fig. 26 The 3D temperature zone of the *plate-shell* heat exchanger

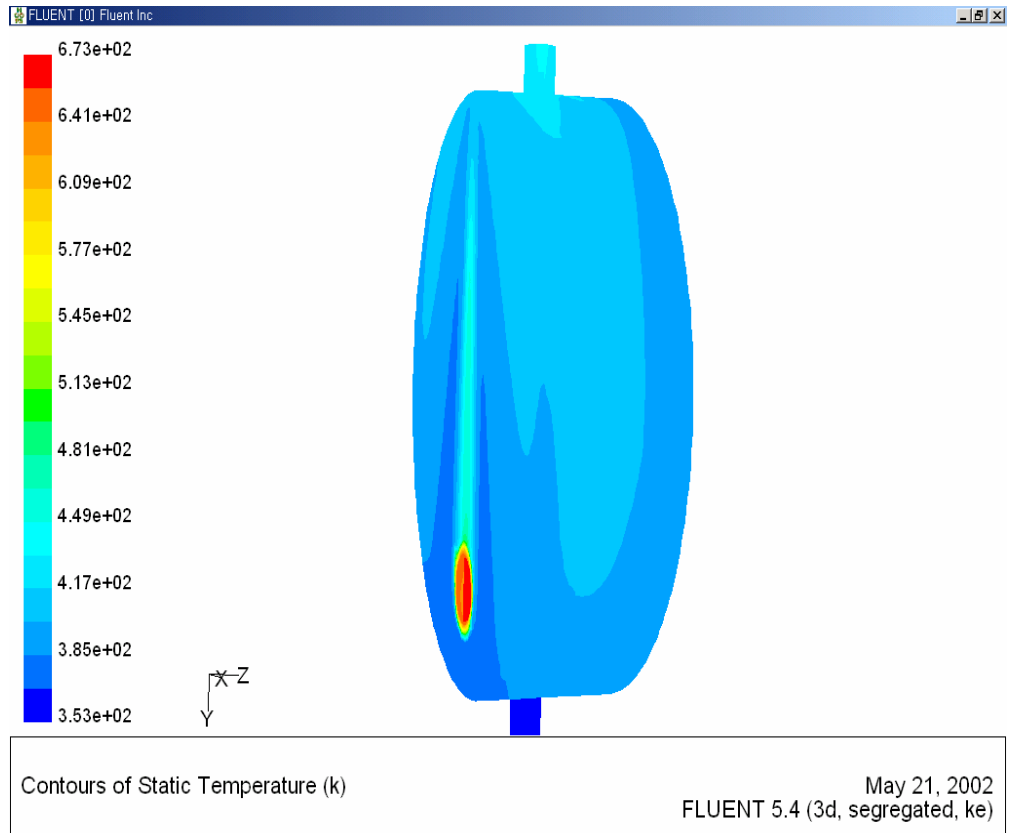
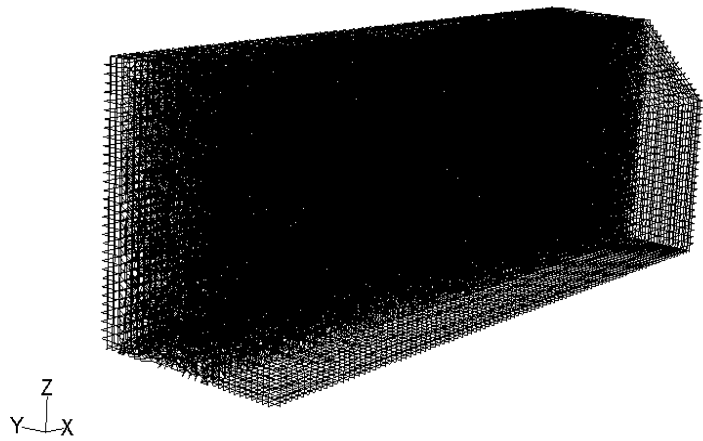


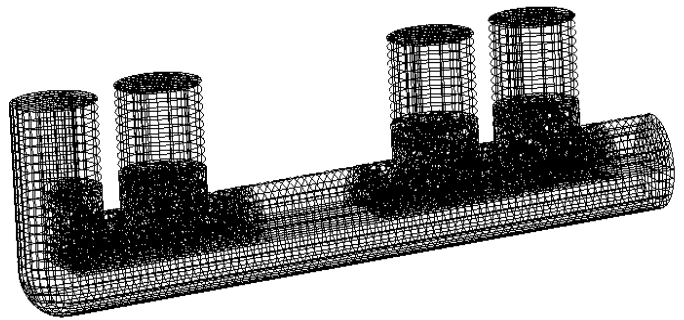
Fig. 27 The 3D temperature zone of the *plate-shell* heat exchanger cooling water



Grid

Oct 09, 2002
FLUENT 5.4 (3d, segregated, ke)

Fig. 28 An overall grid of the shell-tube heat exchanger



Grid	Oct 09, 2002 FLUENT 5.4 (3d, segregated, ke)
------	---

Fig. 29 An analysis *grid* of the shell-tube heat exchanger exhaust gas

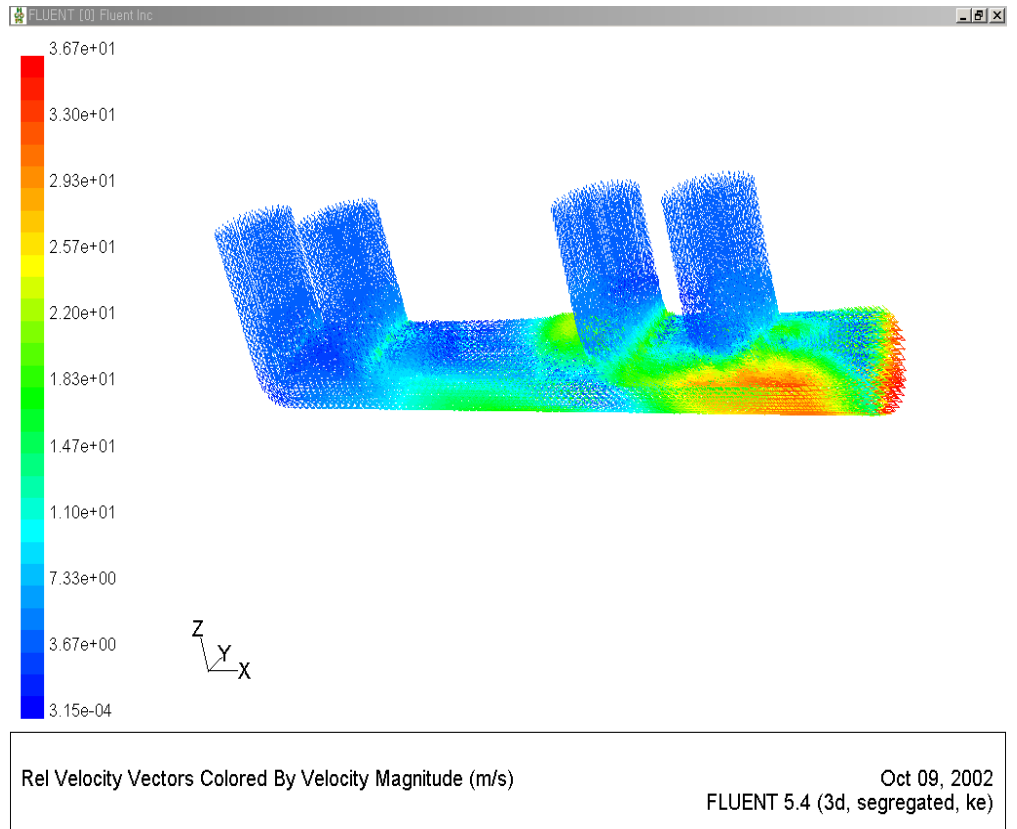


Fig. 30 The 3D flow zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas

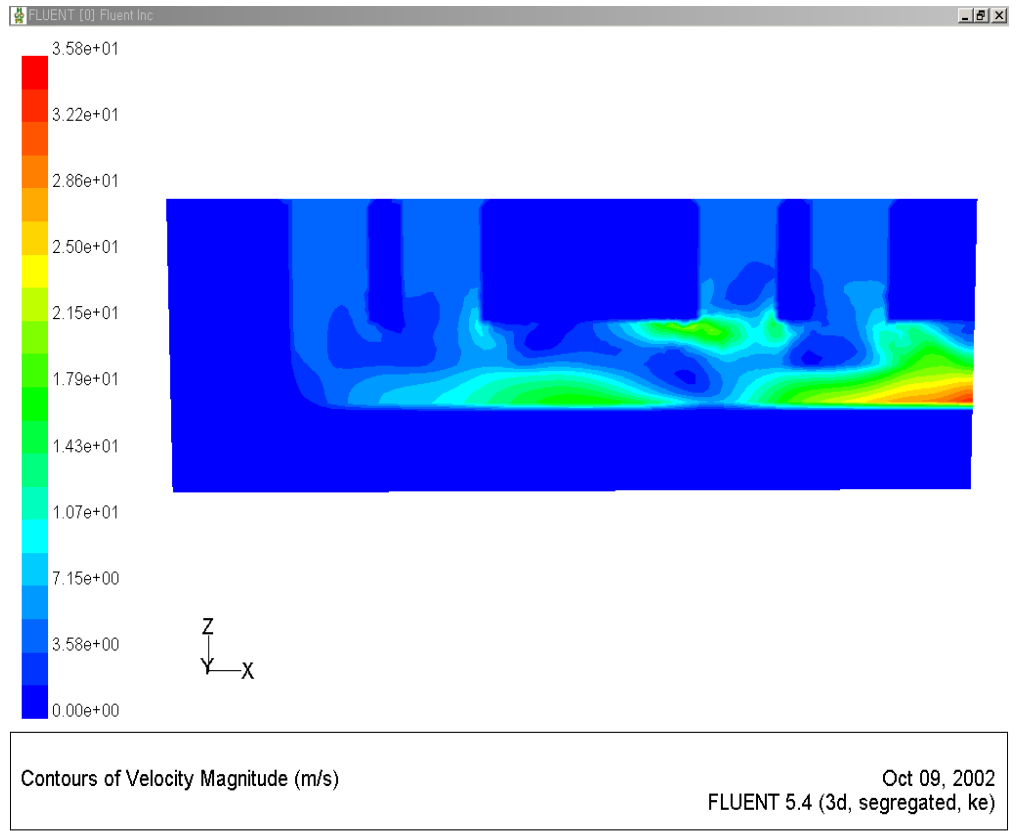


Fig. 31 The 2D flow zone of the shell-tube heat exchanger

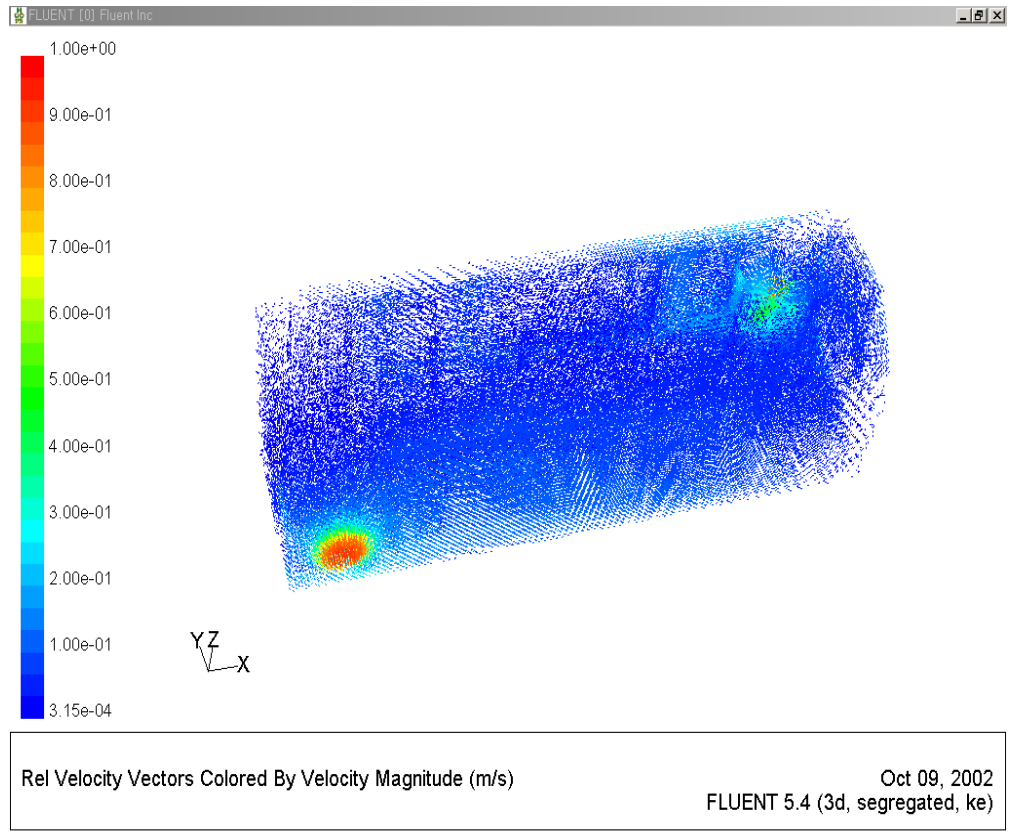


Fig. 32 The 3D flow zone of the shell-tube heat exchanger cooling water

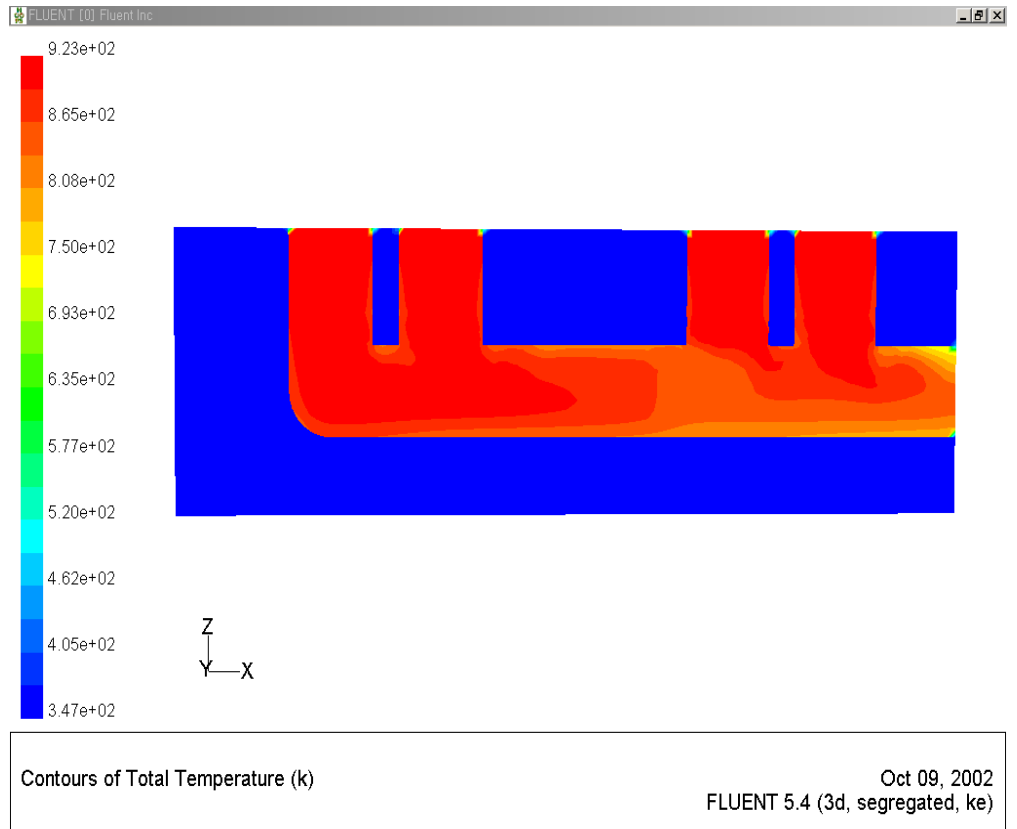


Fig. 33 The 2D temperature zone of the shell-tube heat exchanger

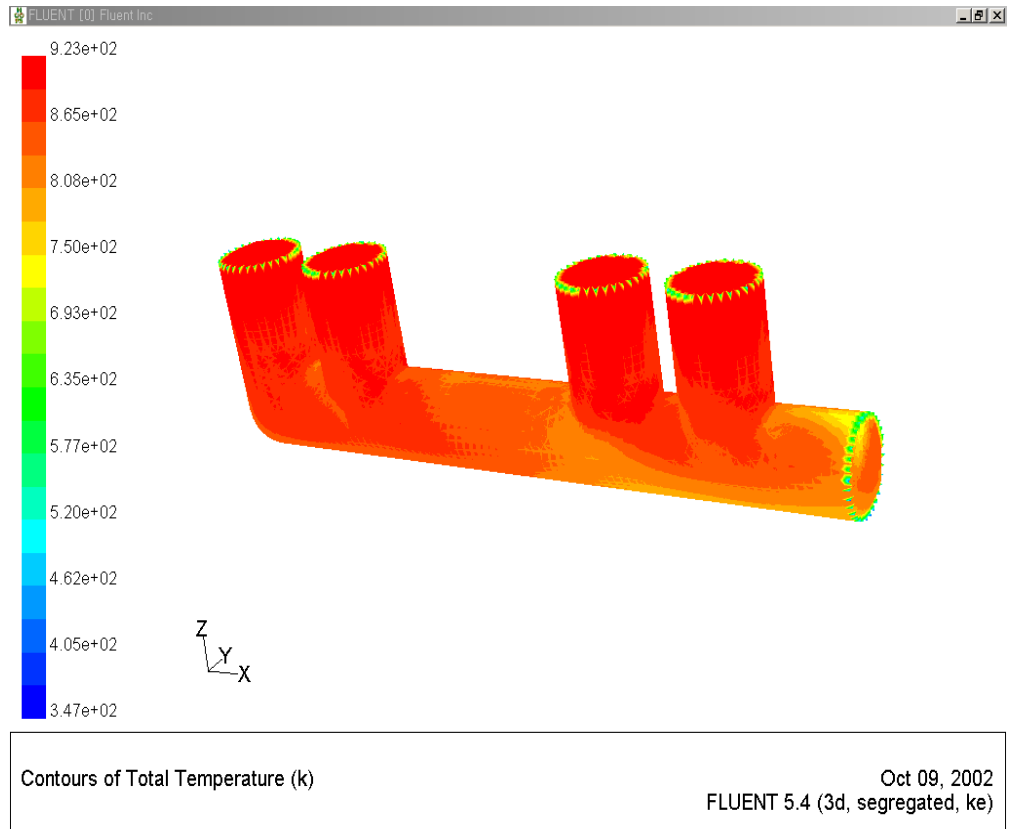


Fig. 34 The 3D temperature zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas

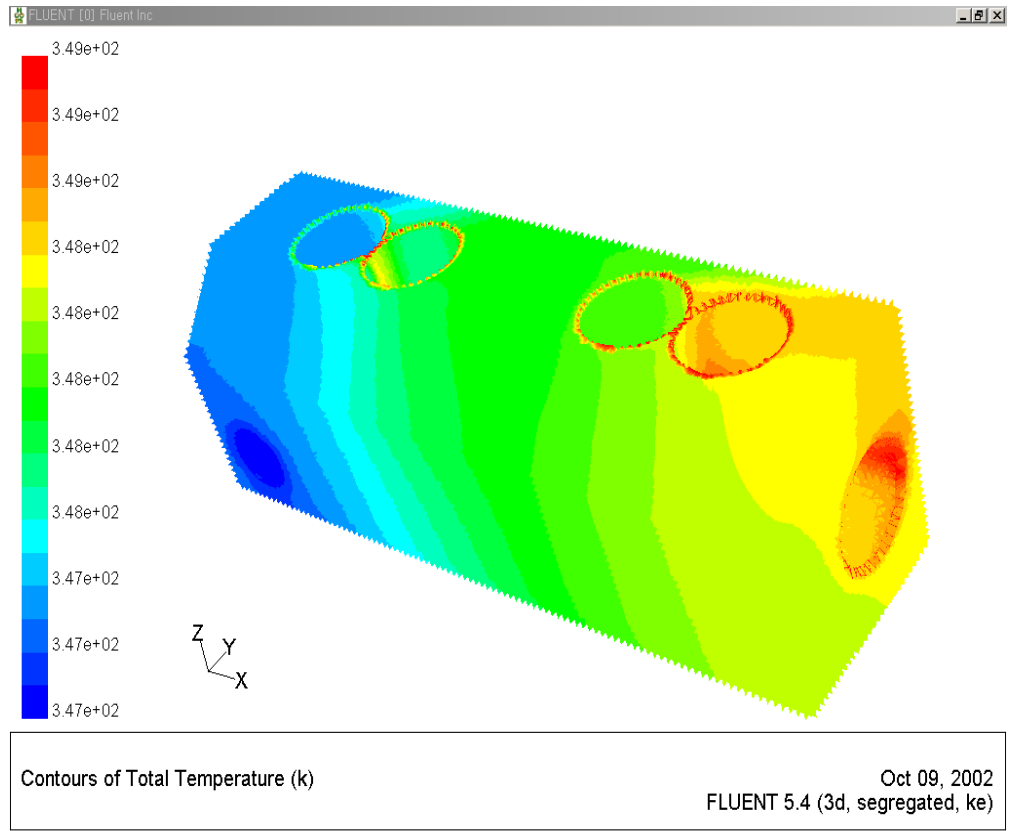
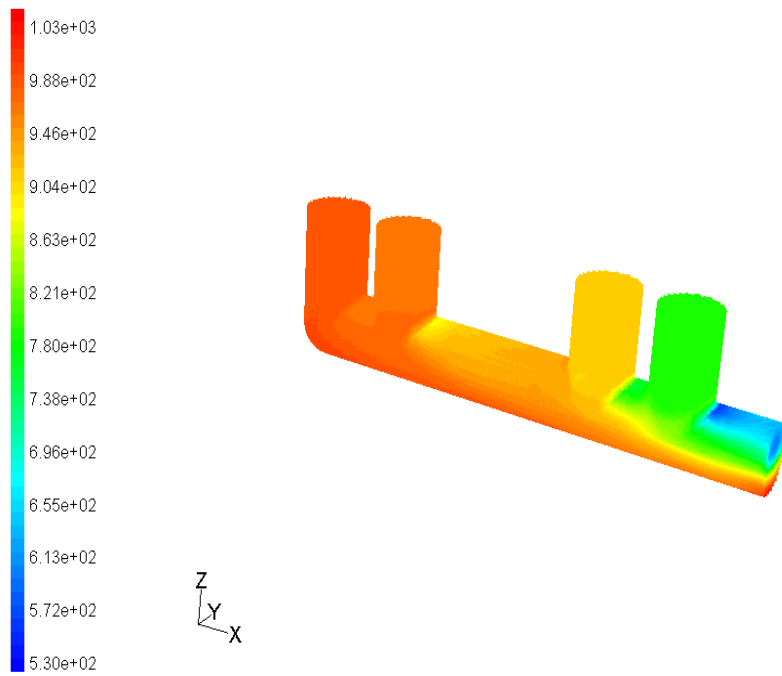


Fig. 35 The 3D temperature zone of the shell-tube heat exchanger cooling water



Contours of Total Pressure (pascal) Oct 11, 2002

Fig. 36 The 3D pressure zone of the shell-tube heat exchanger exhaust gas

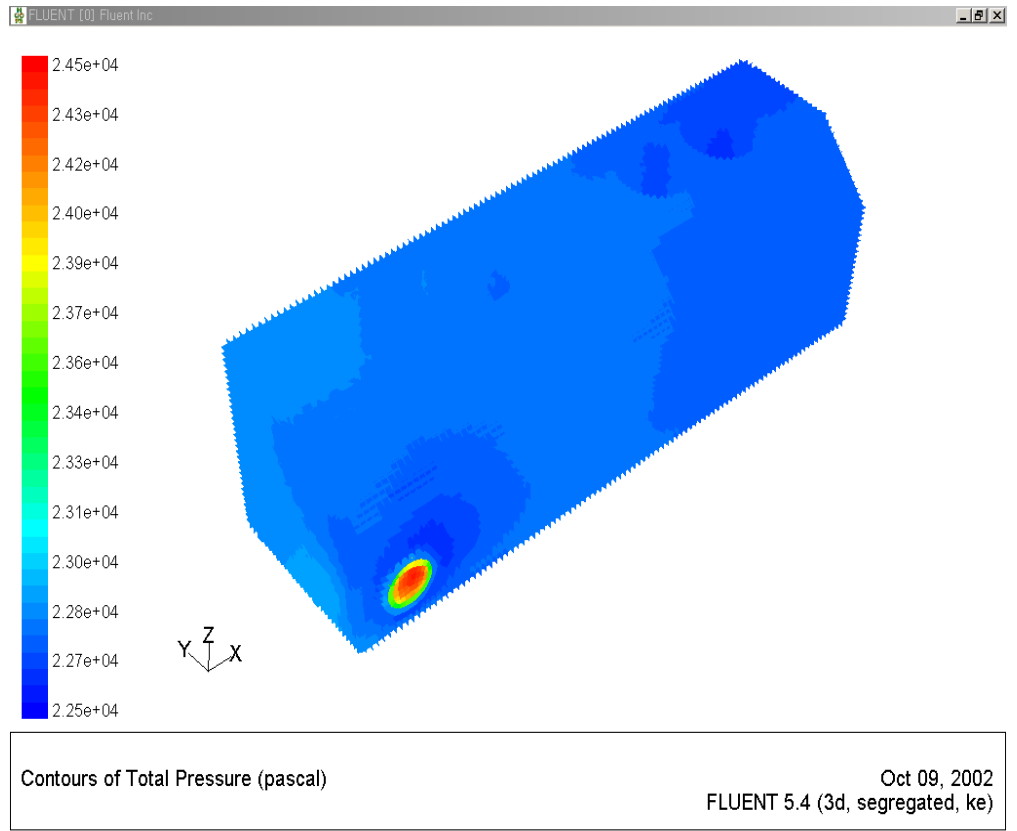


Fig. 37 The 3D pressure zone of the shell-tube heat exchanger cooling water

제 5 장 결 론

본 논문에서는 가스엔진구동 열펌프(GHP)에 현재 적용되고 있는 shell-tube형 열교환기 대신, 단위 면적당 전열량이 큰 plate-shell(판곽)형 열교환기의 열전달 성능실험을 통하여 열전달 설계치를 도출하고자 연구를 수행하였다.

두 개의 열교환기 중 배가스 열교환기(HX2)는 열전달 실험 장치를 구성하여 열전달 특성에 대한 성능 실험과 함께, 열·유체 해석용 상용 코드인 Fluent 5.4를 사용하여 수치 해석적인 방법으로 내부 유동장, 온도장, 압력장 등의 해석을 하였다. 또한 1차 열교환기인 배기다기관 열교환기(HX1)에 대해서는 수치 해석을 수행하였다.

GHP 시스템의 2차 열교환기인 배가스 열교환기(HX2)에 대하여 수행한 열전달 특성 실험 및 해석의 결과는 다음과 같다.

(1) 배가스 열교환기의 배기가스측 열전달계수는 배기가스 온도가 높고, 배기가스와 냉각수의 유량이 증가할수록, 그리고 냉각수 온도가 낮을수록 증가하였다.

(2) 실험범위 내에서 배가스 열교환기의 배기가스 측 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_g = 0.0632 \cdot Re_g^{0.42} \cdot Pr_g^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.35}$$

(3) 배가스 열교환기 압력강하는 배기가스 유량증가에 따라 증가하였으나, 20HP급 GHP를 기준으로 한 배기가스 유량에 대한 압력강하는 245mmAq의 적은 값으로 얻어졌다.

1차 열교환기인 배기 다기관 열교환기(HX1)의 적용 가능성을 수치해석적인 방법으로 분석한 결과는 다음과 같다.

(1) *Shell-tube*형 배기다기관 열교환기 형상에 따른 열전달 특성을 해석한 결과, 열교환기를 통하여 냉각수의 온도차가 1.5°C 정도로 열회수 성능이 낮아 열전달 체류 시간과 면적을 크게 하는 구조의 개선이 필요한 것으로 얻어졌다.

(2) 열교환기 가스측 압력분포 해석 값을 보면, 엔진회전수 2000rpm , 연료유량 $6\text{ Nm}^3/\text{h}$ 을 기준할 때 압력강하가 약 51mmAq 로, 배가스 열교환기측의 압력강하 245mmAq 를 고려하여도 배압 허용치인 650mmAq 보다 적게 되어 GHP시스템의 엔진 운전에 영향이 없는 것으로 해석되었다.

본 논문은 GHP 시스템의 엔진 배기가스열의 회수를 위하여 *plate-shell*형 열교환기를 적용하여 엔진 냉각수외의 열전달 특성을 실험 연구한 것이나, 배기가스의 성분에 있어 실제의 시스템과 차이를 갖는다. 추후 실제 GHP의 배기가스 성분인 수증기를 포함한 이상유동에서의 실험이 병행된다면 좀 더 넓은 범위에서 *plate-shell* 열교환기의 적용성을 판단할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

B, Prabhakara. Rao., P, Krishna. Kumar., Sarit K, Das., 2002, "Effect of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of a Plate Heat Exchanger", The Chemical Engineering Progress, No. 41, pp. 49-58.

Buonopane, R., Troupe, R., and Morgan, J., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers", The Chemical Engineering Progress, Vol. 59, No. 7, pp. 57-61.

Focke., 등, 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Themohydraulic Performance of Plate Heat Exchanger", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.

Kim, J. H., 등, 2002, "An Experimental Study on the Performance of a Brazed Plate Heat Exchanger", The Magazine of the SAREK, Vol. 14, No. 1, pp. 83-90.

Kim, M. H. and Seo, H. J., 2003, "Feature and Recent Technology Trend of GHP System", The Magazine of the SAREK, Vol. 19, No. 4, pp. 57-63.

Kim, O. J., 2003, "Design Consideration of Gas Engine Heat Pump System", SAREK Symposium Series: Refrigeration Section, pp. 189-196.

Kim, Y. H., 2001, "Experimental on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger with Different Chevron Angles", *The Magazine of the SAREK*, Vol. 13, No. 11, pp. 1141-1148.

Marriott. J., 1971, "Where and How To Use Plate Heat Exchangers", *The Chemical Engineering Progress*, Vol. 78, No. 8, pp. 127-134.

Park, S. R., Chang, K. C., Baik, Y. J. and Ra, H. S., 2003, "Development of Exhaust Gas Waste Heat Recovery System for Multi-Gas Engine Driven Heat Pump", *Proceedings of the SAREK '2003 summer Annual Conference*, pp. 206-210.

Sadik, Kakac., Hongtan, Liu., 1998, "Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design", CRC Press, Chapter. 10, pp. 323-354.

Seo, M. G., 등, 1999, "Experimental Study on Heat Transfer Characteristics for Single-phase Flow in Plate & Shell Heat Exchanger by Using Wilson Plot Method", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 3, No. 4, pp. 22-27.

Seo, M. G., 등, 2000, "Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Single-phase Flow in Plate and Shell Heat Exchanger", *The Magazine of the SAREK*, Vol. 12, No. 4, pp. 422-429.

Shah, S. G. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger", J. M. Buchlin (Ed), Lecture Series, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Sohn, W. S., 2003, "Performance Tests for 20HP Class GHP using R22", Proceedings of the SAREK '2003 summer Annual Conference, pp. 899-904.

Stasiek., 등, 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages - I. Experimental Results", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 149-164.

이 동 건., 1998, "관형열교환기의 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 연세대학교 석사학위논문.

金世榮., 1995, "熱交換器 設計 핸드북", 도서출판 한미, Chapter. 14, pp. 631-665.

부 록

배기가스 유량 산정

1. 연소에 필요한 산소량과 공기량

천연가스 엔진의 연료에는 탄소(C)와 수소(H)를 주성분으로 하고, 그 외의 약간의 질소(N) 분을 포함하고 있다. 이들 구성원소의 완전 연소 표를 Table. 1에 나타내었다. 질소성분은 연소되지 않고 생성물이 된다. 연료 중의 탄소, 수소, 질소 등의 질량분율을 c, h, n [kg/kg]이라 하면 1kg의 연료가 완전 연소하는 데 필요한 산소량 O_0 는 Table. 1를 사용하면

$$O_0 = 2.66c + 7.94h \quad [\text{kg/kg}] \quad (1)$$

$$O_0 = 1.87c + 5.56h \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (2)$$

이고 여기서 c, h 값은 소수치이다.

그리고 Table. 2에 나타낸 것과 같이 표준 건공기 중의 산소의 질량분율은 $0.232[\text{kg/kg}]$ 이고 체적분율은 $0.210 [\text{m}^3/\text{m}^3]$ 이므로 1kg의 연료가 완전 연소되는 데 필요한 공기량 A_0

$$A_0 = O_0/0.232 = 11.48c + 34.2h \quad [\text{kg/kg}] \quad (3)$$

$$A_0 = O_0/0.210 = 8.89c + 26.5h \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (4)$$

기체연료의 경우 원소의 질량분율인 c, h, n [m^3/m^3]을 적용하는 것보다 연료가스중의 체적분율 $\{H_2\}, \{CO\}, \{CH_4\}$ 등을 쓰는 것이 편리하므로 연료가스를 구성하는 메탄에 대하여 적용하면 Table. 3과 같다.

위의 반응식을 사용하여 이론산소량 O_0 와 이론공기량 A_0 를 계산하면

다음과 같다.

$$O_0 = 0.5 \{ H_2 \} + 0.5 \{ CO \} + 2.0 \{ CH_4 \} + \dots - \{ O_2 \} \quad [m^3/m^3] \quad (5)$$

$$\begin{aligned} A_0 &= O_0 / 0.210 \\ &= 2.38 \{ H_2 \} + 2.38 \{ CO \} + 9.53 \{ CH_4 \} + \dots - 4.76 \{ O_2 \} \quad [m^3/m^3] \quad (6) \end{aligned}$$

2. 연소가스의 발생량과 조성

1kg의 연료가 연소할 때에 발생하는 연소가스의 습연소가스 질량을 $G_W [kg/kg]$, 습연소가스 체적을 $V_W [m^3_N/kg]$ 로 표시한다. G_d 는 연소가스에서 수증기를 제외시킨 질량인 건조연소가스질량, V_d 는 건조연소가스 체적을 나타낸다. 또한 이론혼합비에서 연소하였을 때의 이론습연소가스 질량, 이론습연소가스 체적을 G_{w0} , V_{w0} , G_{d0} , V_{d0} 로 표시하였다.

$$G_{w0} = 1 + A_0 = 1 + 11.48 c + 34.2 h \quad [kg/kg] \quad (7)$$

$$\begin{aligned} G_W &= 1 + A = 1 + \alpha A_0 \\ &= 1 + \alpha [11.48 c + 34.2 h] \quad [kg/kg] \quad (8) \end{aligned}$$

기체연료의 경우 공기에 대한 연료의 비중을 γ_g 라 하고, 식 7을 적용하면

$$\begin{aligned} G_{w0} &= 1 + A_0 / \gamma_g \\ &= 1 + [2.38 \{ H_2 \} + 2.38 \{ CO \} + 9.53 \{ CH_4 \} + \dots - 4.76 \{ O_2 \}] / \gamma_g \quad [kg/kg] \quad (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_W &= 1 + A / \gamma_g = 1 + \alpha A_0 / \gamma_g \\ &= 1 + \alpha [2.38 \{ H_2 \} + 2.38 \{ CO \} + 9.53 \{ CH_4 \} + \dots - 4.76 \{ O_2 \}] / \gamma_g \quad [kg/kg] \quad (10) \end{aligned}$$

건연소가스질량 G_d 와 이론건연소가스질량 G_{d0} 는 식 9와 식 10의 G_W 와 G_{w0} 에서 수증기의 발생량 $G_s (8.94h + w)$ 를 빼면 되므로

$$G_{d0} = G_{w0} - (8.94h + w) \quad 8.94h - w$$

$$= 1 + 11.48c + 25.3h - w \text{ [kg/kg]} \quad (11)$$

$$G_d = G_w - (8.94h + w) \\ = 1 - 8.94h - w + \alpha[11.48c + 34.2] \text{ [kg/kg]} \quad (12)$$

만약 불완전연소에 의한 일산화탄소의 발생을 고려하면 연료중에 있는 탄소로부터 일산화탄소 발생비율 ζ 를 다음 식에서 정의한다.

$$\zeta = \frac{(CO)}{(CO) + (CO_2)} \quad (13)$$

여기서 CO 와 CO_2 는 건연소가스 중의 CO 와 CO_2 의 체적분율 [m^3/m^3]로서 소수의 값이다.

연료를 공기비 α 로 연소시킬 때 원소 C, H 의 단위량 당 Table 3에 보여주는 바와 같이 CO_2, H_2O 가 생성된다. 이 때 불완전연소가 생기면 C 중 ζ 의 비율이 CO 가 되지만 CO 와 CO_2 의 총량은 변하지 않는다. $0.210(\alpha - 1)A_0$ 의 산소는 사용되지 않고 남아 있지만 불완전연소에 의하여서 CO 가 될 때 CO 의 1/2 체적의 산소가 따라서 남게된다. 질소는 반응하지 않기 때문에 연료 중에 N 의 가스 화한 것과 공기 중의 질소 합계량이 연소가스에 포함된다. 또 산소 이외의 공기성분(체적분율 0.790)은 모두 질소로 간주된다. 또 연료 중의 진수분 w 는 증발되어 위의 수증기에 가해진다. 이와 같이 하여 계산한 연소가스성분의 발생량은 Table. 4에 표시하였다.

연료 1kg당 발생하는 습연소가스체적 V_w 는 Table. 4에 포함된 각 성분 가스량의 합이므로, 식 4를 이용하면,

$$V_w = (\alpha - 0.210)A_0 + (1.87 + 0.93\zeta)c + 11.12h + 0.81n + 1.24w \\ [m^3_N/kg] \\ = (\alpha - 0.210)[8.89c + 26.5h] + (1.87 + 0.93\zeta)c \\ + 11.21h + 0.80n + 1.24w \text{ [} m^3_N/kg \text{]}$$

(14)

건조연소가스체적 V_d 는 수증기를 제거한 각 성분 가스량의 합이므로,

$$V_d = (\alpha - 0.210)[8.89c + 26.5h] + (1.87 + 0.93\zeta)c + 0.80n \quad [m^3_N/kg]$$

(15)

3. 연소가스의 체적 계산

발생되는 연소가스의 체적을 구하기 위해서는 연료인 CH_4 에 함유된 구성원소의 질량분율 즉 c, h, s, o, n 은,

$$c = \frac{12}{16} = 0.75 \quad [kg/kg]$$

$$h = \frac{4}{16} = 0.25 \quad [kg/kg]$$

$$s, o, n = 0$$

위의 질량분율과 식 2와 4에 의해서 연료가 연소하는데 필요한 이론 산소량 O_0 와 이론공기량 A_0 를 구한다.

$$\begin{aligned} O_0 &= 1.87c + 5.56h + 0.70(s-o) \\ &= 1.87*0.75 + 5.56*0.25 = 2.793 \quad [m^3_N/kg] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_0 &= O_0/0.210 \\ &= 2.793/0.210 = 13.297 \quad [m^3_N/kg] \end{aligned}$$

연소가스의 체적 V_m 은 위의 Table. 4에 의하여 산정한다.

$$V_m =$$

$$0.21(\alpha - 1)A_0 + 0.93c\zeta + 1.87c(1 - \zeta) + 11.12h + 1.24w + 0.79\alpha A_0 + 0.8n$$

여기서, α (공기비) = 1.05

$$\zeta \text{ (일산화탄소 발생비)} = 0$$

$$n \text{ (질소)} = 0$$

$$w \text{ (수증기) } = 0$$

따라서, V_m 은

$$V_m = 0.21(\alpha - 1) A_0 + 1.87c + 11.12h + 0.79\alpha A_0$$

=

$$0.21 * (1.05 - 1) * 13.297 + 1.87 * 0.75 + 11.12 * 0.25 + 0.79 * 1.05 * 13.297$$

$$= 15.35 \text{ [} m^3_N / kg \text{]}$$

GHP 가스엔진의 배기가스 열교환기에 주입되는 온도는 400°C 정도로

$\rho_{CH_4} = 0.8032 \text{ kg} / m^3$ 임으로 연료 $1 m^3$ 당 발생하는 연료가스체적은

$$V_m = 15.35 * 0.8032 = 12.329 \text{ [} m^3_N / m^3 \text{]}$$

이고, 연료 주입량이 시간당 $5 m^3 / h$ 이므로, 발생하는 전체 연소가스체적(V)은

$$V = V_m * 5 m^3 / h = 61.65 \text{ [} m^3 / h \text{]} \text{ 가 된다.}$$

Table. 1 A complete combustion table of structural elements in the natural gas

명칭	원소기호	원자량	완전연소 반응	고 발열량 MJ/kg	저 발열량 MJ/kg	필요산소량		필요공기량		생성물량	
						kg/kg	m ³ N/ kg	kg/kg	m ³ N/ kg	kg/kg	m ³ N/ kg
탄소	C	12.01	C + O ₂ = CO ₂	32.76	32.76	2.66	1.87	11.48	8.89	3.66	1.87
수소	H	1.01	H + 1/4 O ₂ = 1/2 H ₂ O	141.8	120.0	7.94	5.56	34.21	26.48	8.94	11.12
질소	N	14.01	N=1/2N ₂	0	0	0	0	0	0	1.00	0.80

Table. 2 The composition of standard dry air

성분명	산소	질소	탄산가스	아르곤	수소
질량분율, %	23.20	75.47	0.046	1.28	0.001
체적분율, %	20.99	78.03	0.030	0.933	0.01

Table. 3 A complete combustion table of methane gas

연소반응	이론 산소량	이론 공기량	이론습연소 가스체적	이론 건연소 가스체적	고발열량	저발열량
	O_0	A_0	V_{w0}	V_{d0}	H_h	H_l
	m^3_N / m^3_N				MJ / m^3_N	
$CH_4 + 2 O_2 = CO_2 + 2 H_2 O$	2.0	9.524	10.53	8.524	39.72	35.79

Table. 4 An occurrence volume of the combustion gas component

성분 명	분자식	연료 1kg당 발생량 [N^3_N]
이산화탄소	CO_2	$\frac{22.41}{12.01} \alpha(1-\zeta) = 1.87 \alpha(1-\zeta)$
일산화탄소	CO	$\frac{22.41}{12.01} \zeta = 1.87 \zeta$
증기	$H_2 O$	$\frac{22.41}{2.02} h + \frac{22.41}{18.02} w = 11.2h + 1.24w$
질소	N_2	$0.790^a A_0 + \frac{22.41}{28.02} n = 0.790^a A_0 + 0.80n$
산소	O_2	$0.210(\alpha - 1) A_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{22.41}{12.01} \zeta = 0.210(\alpha - 1) A_0 + 0.93 \zeta$

