

천연가스 다노즐 열원설비의 연료 유동 안정화

박 의 철, 차 동 진**

한밭대학교 산업대학원 건축설비공학과, *한밭대학교 건축설비공학과

Stabilization of Fuel Flow in a Multi-Nozzle Combustion System Burning Natural Gas

Eui Cheol Park, Dong-Jin Cha**

Department of Building Services Engineering, Graduate School, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

*Department of Building Services Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received October 8, 2001; revision revised November 1, 2001)

ABSTRACT: A numerical study has been conducted to characterize the transient flow in a utility gas turbine burning natural gas. The solution domain encompasses the supply gas pressure regulator to the combustor of the gas turbine that employs multi-nozzle fuel injectors. Some results produced for verification in the present study agree quite well with the experimental ones. It is found that the total gas flow may decrease noticeably during its combustion mode change, which would be the reason of momentary combustion upset, when a reference case of opening ratios of control valves in the system is applied. Several parameters are then varied in order to make the total gas flow stable over that period of time. Results of this study may be useful to understand the unsteady behavior of combustion system burning natural gas.

Key words: Transient flow(과도유동), Multi-nozzle combustion system(다노즐 열원설비), Natural gas(천연가스), Combustion instability(연소 불안정)

기 호 설 명

A : 파이프 단면적 [m^2]

a_s : 등엔트로피 전파속도 [m/s]

C_p : 정압비열 [$J/kg \cdot K$]

g : 중력가속도 [m/s^2]

h : 비엔탈피 [J/kg]

p : 압력 [Pa]

R : 비가스상수 [J/kg]

T : 가스온도 [K]

t : 시간 [s]

u : 유속 [m/s]

W : 파이프 단위길이당 마찰력 [N/m]

x : 파이프 상거리 [m]

z : 가스 압축률

θ : 수평면에 대한 파이프 경사각 [$radian$]

ρ : 가스 평균 밀도 [kg/m^3]

Ω : 단위길이/시간당 파이프 유입열 [$J/m \cdot s$]

† Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1182; fax: +82-42-821-1175

E-mail address: djcha@hanbat.ac.kr

1. 서 론

인류가 당면하고 있는 현안 중의 하나인 대기 환경문제는 화석연료를 사용하는 열원설비로부터의 대기오염물질 방출이 한 원인으로 알려져 있다. 석탄 및 중유 등 유황을 포함한 연료를 사용하는 경우, 아황산가스의 발생으로 산성우 등의 환경문제를 초래하여 비교적 청정하고 가체량이 풍부한 천연가스의 사용이 권장되고 있다. 그러나, 천연가스 연료도 질소산화물(NO_x)을 배출하여 오존층 고갈 등의 환경문제를 야기시킨다. 천연가스를 연료로 사용하는 열원설비로 주택용 보일러, 산업용 보일러 및 발전용 가스터빈 등을 생각할 수 있으며, 이들 열원설비에서의 NO_x 발생기구는 고전적으로 알려진 세 개의 발생기구⁽¹⁾ 중 주로 thermal NO_x에 기인한 것으로 알려져 있다. 이 발생기구는 화염온도에 직접적인 영향을 받기 때문에, 종래의 확산연소방식보다 화염온도를 낮추어 NO_x를 저감할 수 있는 희박예혼합연소방식을 사용하고 있다. 그러나, 희박예혼합연소방식은 희박가연한계(lean flammability limit) 근처에서 연소되므로 연소 불안정이 발생할 수 있다. 이는 과도한 연소소음을 발생시켜 운전자 및 거주자의 불편을 초래하며, 또한 과도한 연소동압, 소음 및 역화 등의 부작용을 유발시켜 안정적인 열원설비의 운전에 지장을 줄 수 있다. 그러므로 실제 열원설비에서는 연소 불안정에 취약한 운전조건(예를 들면, 기동 및 부분부하)에서는 보다 안정한 확산연소방식을, 기저부하(base load)에서는 희박예혼합연소방식을 채택하는 경우가 많다. 따라서 한 연소기에 다수의 각기 다른 노즐을 설치하여 최적의 운전조건을 달성할 수 있도록 하게 된다. 필연적으로 연료/산화제 공급계통은 다수의 별도 공급라인으로 구성되며 각각 별도의 제어밸브를 갖게 된다.

본 연구에서는 최근 발표한 예비 결과⁽²⁾를 보완하여 천연가스 다노즐(multi-nozzle) 열원설비의 연료공급계통의 과도유동 특성을 수치적으로 조사한다. 실제 운전 데이터와 비교하여 수치실험 결과를 검증한 후 각 제어밸브의 개도 특성에 따라 열원설비가 설치된 플랜트 내 정압기로부터 열원설비의 노즐까지의 연료유량, 유속, 압력, 온도 및 밀도 등을 모사한다.

2. 연료공급계통

Fig. 1은 본 연구에서 수치해석한 다노즐 열원설비의 천연가스 연료공급계통의 개략도로 플랜트 내 정압기로부터 다노즐(그림상 세 연료유로) 연소기까지의 배관계통을 나타내고 있다. 그림에서 오리피스는 전 연료유량을 측정하기 위해 설치되었고 SRV(Stop Ratio Valve)는 GCV(Gas Control Valve)에 필요한 설정된 압력을 유지시킨다. GCV는 열원설비의 출력을 유지시키기 위해 제어계통에 의해 개폐된다. 이 두 밸브에 의해 열원설비에 공급되는 전 연료유량이 결정된다. GSV(Gas Splitter Valve)는 결정된 유량을 1차(Primary) 연료유로와 2차(Secundary) 연료유로로 분배한다. GTV(Gas Transfer Valve)는 연소기의 운전 특성상 필요한 경우 2차 연료유로로 공급되는 천연가스를 짧은 기간 동안 3차(Tertiary) 연료유로로 전환하는 역할을 한다. GCV, GSV 및 GTV의 개도는 각각의 서보밸브를 이용하여 제어되며, 각각의 대표적인 개도함수는 제4장에서 기술된다. 연소기에는 연소용 및 냉각용 압축공기가 공급된다. Fig. 1에서 P1-P4는 주요 밸브 후단에 설치된 압력 측정점을 나타낸다.

3. 수치해석

본 연구에서 다루고 있는 배관 내 천연가스 유동은 압축성, 균일, 1차원 유동으로 가정하여 해석할 수 있으며, 지배방정식은 다음과 같다.⁽³⁾

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{W}{A} - \rho g \sin \theta \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial t} - u \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\Omega + Wu}{A} \quad (3)$$

여기서 식(1)-(3)은 실제기체의 상태방정식(4)와

$$p = z\rho RT \quad (4)$$

열역학적 관계식⁽⁴⁾(5)를

$$dh = C_p dT + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p + 1 \right\} \frac{dp}{\rho} \quad (5)$$

이용하면 압력, 유속 및 온도를 종속변수로 하는 다음과 같은 쌍곡선방정식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a_s^2 \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{a_s^2}{C_p T} \left\{ 1 + \frac{T}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right\} \frac{Q + Wu}{A} \quad (6)$$

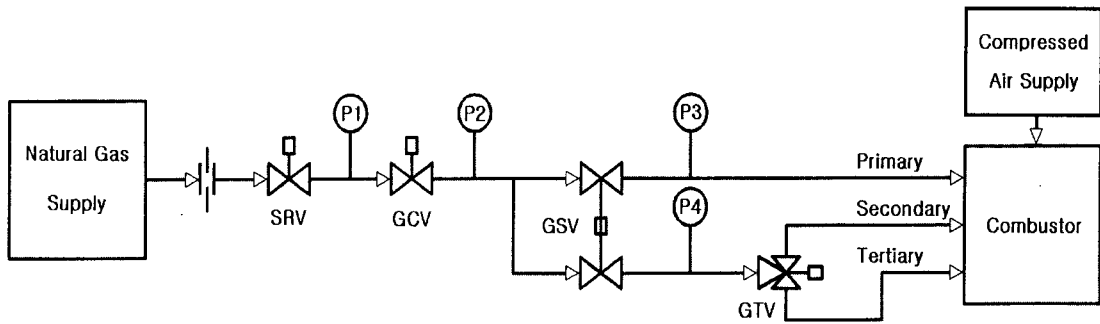
$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{W}{A\rho} - g \sin \theta \quad (7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{a_s^2}{C_p} \left\{ 1 + \frac{T}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right\} \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{a_s^2}{C_p p} \left\{ 1 - \frac{p}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial p} \right)_T \right\} \frac{Q + Wu}{A} \quad (8)$$

이상의 배관 내 유동 지배방정식은 특성곡선법 (method of characteristics)⁽⁵⁾으로 주로 해석되며, 본 연구에서는 이미 개발된 특성곡선법 상용코드

인 Flowmaster2^(6,7)를 사용하였다.

Fig. 2는 상기 연료공급계통을 모사하기 위해 본 연구에서 사용한 Flowmaster2 관로망이다. 총 45컴포넌트와 37노드로 구성되어 있다. Fig. 1에 나타난 컴포넌트들의 대부분은 상용코드의 표준 컴포넌트를 이용할 수 있었으나, GSV와 GTV 등은 해당 표준 컴포넌트가 없어 표준 컴포넌트를 조합하여 사용하였다. 입구압력원(컴포넌트 A)은 정압기를 경유한 일정압력의 압력원이며 출구압력원(컴포넌트 AA, AN 및 AS)은 세 연료유로가 공유하는 동일한 압력의 연소실이다. Fig. 1에 나타나지 않은 Fig. 2의 컴포넌트 중, 오리피스(컴포넌트 Z, AM 및 AR)는 각 연료분사기의 노즐에 설치된 다수의 연료분사공을 동일한 개구부 면적을 갖는 등가의 단일 연료분사공으로 해석하기 위해 사용하였으며, DL(Discrete Loss, 컴포넌트 E, J, O, X 및 AH)은 계통 내의 곡관부 등에



SRV: Stop Ratio Valve; GCV: Gas Control Valve; GSV: Gas Splitter Valve; GTV: Gas Transfer Valve

Fig. 1 A schematic diagram of a natural gas supply system of a multi-nozzle gas turbine.

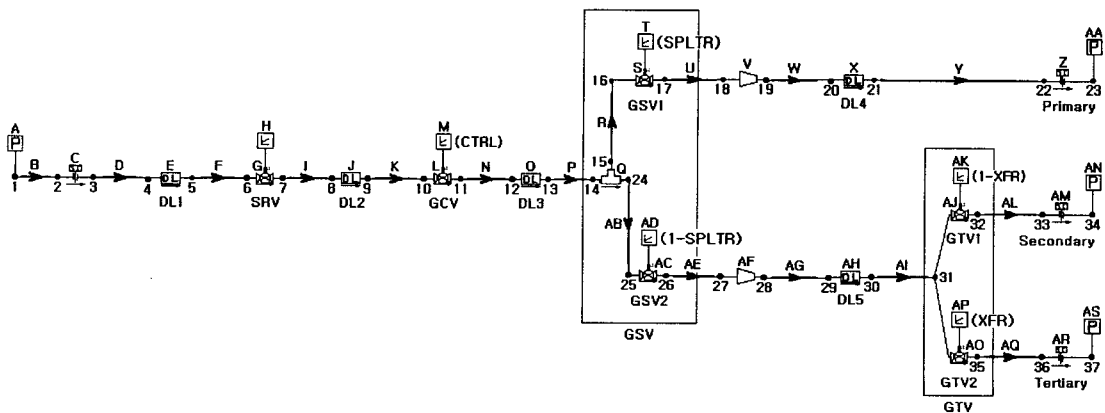


Fig. 2 Flowmaster2 network for simulating the transient natural gas flow of Fig. 1.

서 발생하는 부차손실을 반영하기 위해 사용하였다. 또한, 컨트롤러(컴포넌트 H, M, T, AD, AK 및 AP)는 해당 밸브의 개도를 시간함수로 조절한다. 컴포넌트 H를 제외한 나머지 컨트롤러 근처에 위치한 기호[CTRL(control), SPLTR(splitter), XFR(transfer) 등]는 밸브의 개도함수를 나타내며, 컴포넌트 AD와 AK는 이웃한 컴포넌트의 개도함수와 보수관계인 개도특성을 갖는다. 본 연구에서의 경계조건은 입구압력원 및 출구압력원 공히 일정한 정압조건을 사용하였다.

Fig. 1의 측정된 압력(P1-P4)과 비교시에는 Fig. 2의 네 컴포넌트(I, N, U 및 AE)에서의 압력을 이용하였다. 또한, 1차, 2차 및 3차 연료유로에서의 연료유량 및 상태량은 각각 컴포넌트 Y, AL 및 AQ에서의 값이며, 입구에 대해서는 컴포넌트 B에서의 값을 이용하였다.

4. 결과 및 논의

우선 두 부분부하(67 및 120 MW)에서의 운전

Table 1 Comparison of results for the verification of the numerical analysis

Load (MW)		67	120
P1 (kPa)	Experiment	2458.5	2458.5
	Simulation	2450.7	2461.5
	Difference (% Diff.)	-7.8 (0.32)	3 (0.12)
P2 (kPa)	Experiment	1100.3	1363.1
	Simulation	1116.0	1339.6
	Difference (% Diff.)	15.7 (1.43)	-23.5 (1.72)
P3 (kPa)	Experiment	983.6	1307.2
	Simulation	998.3	1266.0
	Difference (% Diff.)	14.7 (1.50)	-41.2 (3.15)
P4 (kPa)	Experiment	1031.7	1052.3
	Simulation	1007.1	1083.6
	Difference (% Diff.)	-24.6 (2.38)	31.3 (2.97)
Total gas flow (kg/h)	Experiment	17808	25786
	Simulation	17810	25785
	Difference (% Diff.)	2 (0.01)	-1 (0.00)

레이터와 Fig. 1에 표시된 네 지점의 압력값을 얻었다. 경계조건으로 사용된 입구압력과 출구압력은 67 MW 출력에서 2826.4 kPa 및 821.6 kPa, 120 MW 출력에서 2788.4 kPa 및 962.1 kPa이었다. 여기서 출구압력은 연소실 내 압력이어야 하나, 측정이 용이하지 않기 때문에 공기압축기 출구압력과 같다고 가정하였다. 이 경계조건에서 Fig. 1의 연료공급시스템의 측정 가능한 모든 제원(배관경, 배관길이, 배관두께 등) 및 밸브 개도는 실제 측정값을 이용하고 DL의 주요 파라미터인 증가면적값⁶⁾과 SRV 개도를 조절하여 유동 밸런싱을 하였을 때 모사한 네 점의 압력과 전 연료유량을 해당 측정치와 비교한 결과가 Table 1이다. 표에서 보는 바와 같이, 비교한 모든 양에서 최대 3.15%의 차 이내로 일치된 결과를 얻었다. 이때 각 연료유로로 분배된 연료유량은 Table 2와 같다. 120 MW 부하에서 3차 연료유로의 연료량이 없는 것은 이 운전조건에서의 GTV 개도가 영으로 유지되기 때문이다.

이 수치실험에서 사용된 DL1, DL2, DL3, DL4 및 DL5의 증가면적값은 67 MW에 대하여 0.0001, 0.0011, 0.0025, 0.0025 및 0.0003 m²이고, 120 MW에 대하여 0.0014, 0.0016, 0.0030, 0.0020 및 0.0018 m²이며 SRV 개도는 동일하게 60%이었다.

본 연구에서 다루고 있는 다노즐 열원설비는 약 96 MW 출력에서 기동시의 확산연소방식으로부터 기저부하의 회박예혼합연소방식으로 연소모드를 전환한다. 열원설비 내 연소기는 크게 1차 연소역과 2차 연소역으로 구분되며, 기동시에는 1차 연소역에만 화염이 존재하고 기저부하에서는 2차 연소역에서만 연소하게 된다. 1차 연료유로를 통해 1차 연소역으로 천연가스가 공급되며 2차 및 3차 연료유로를 통해 2차 연소역으로 연료가 주로 공급되나, 연소모드에 따라 1차 연료유로를 통해 2차 연소역으로도 천연가스가 공급된다.

본 연구에서 사용한 천연가스의 화학조성은 중

Table 2 Distributed gas flow to each line

Load (MW)		67	120
Gas flow (kg/h)	Primary Fuel Line	15886	16184
	Secondary Fuel Line	1676	9601
	Tertiary Fuel Line	248	0
	Total	17810	25785

량 백분율로 메탄 88.45%, 에탄 7.03%, 프로판 2.95%, 부탄 1.39%, 펜탄 0.04% 및 질소 0.14% 이었다.

4.1 과도연료 유동

타 운전(부하)조건에 비하여 연료유량 변화가 급격한 연소모드 전환(부하 : 약 96 MW)시 1분 간 1차, 2차 및 3차 연료유로를 제어하는 밸브들의 개도함수의 대표적인 예가 Fig. 3이다. 전술한 바와 같이, CTRL, SPLTR 및 XFR는 각각 GCV, GSV 및 GTV의 개도함수이다. 그림에서 보는 바와 같이, GCV의 개도는 비교적 변화가 적은 반면, GSV와 GTV의 개도는 최소치에서 100%까지 급격한 변화를 보이고 있다. 1분간의 밸브 개도 특성을 취한 이유는 연소모드 전환이 발생하는 전 기간을 포함하여 각 연료유로에서의 과도 연료 유동 특성을 관찰할 수 있는 충분한 시간이기 때문이다. 이후 기저부하까지는 회복예혼합운전으로 1차 및 2차 연료유량이 지속적으로 증가한다.

Fig. 3에 표시된 제어밸브들의 개도 특성에서 각 연료유로의 천연가스 유량분배를 알아보았다. 우선 연소모드 전환이 발생하는 96 MW 출력에서의 입력 파라미터값(DL의 등가면적값)을 유동 밸런싱시의 67 및 120 MW 결과로부터 선형관계를 가정하여 보간법을 이용하여 결정하였다. 시간 스텝은 0.01 s로 설정하였고, 기타 입력 파라미터는 유동 밸런싱시의 값을 대부분 그대로 이용하였다. 압력경계조건은 운전자료값을 입력하였으며, 입구압력 및 출구압력은 각각 2809.0 kPa

및 897.2 kPa이었다.

Fig. 4는 연소모드 전환시의 각 연료유로별 천연가스 연료유량을 나타낸 것으로 공히 매우 복잡한 변화를 나타낸다. 전 연료유량은 세 연료유로에서의 연료유량의 합임을 확인하였다. 조사된 1분간의 시작 및 종료시간의 전 연료유량의 평균치(22162 kg/h)를 측정치(22806 kg/h)와 비교할 때 약 2.83% 이내로 오차가 발생하였다. 또한, 연료유량 변화가 적은 시작시간 근처에서 전 연료유량에 대한 각 연료유로별 연료유량 비율은 약 67.1%, 27.3% 및 5.6%로 실제 비율과 유사한 값을 보였다. 따라서, 본 수치해석 결과는 비교적 정확하다고 판단된다.

그림에서 보는 바와 같이, GSV와 GTV의 개도가 급격히 변화한 직후인 약 27초 부근에서 전 연료유량이 급속히 감소하였다가 회복되는 것을 알 수 있다. 이는 일정한 연소용 공기량이 공급되고 있음을 감안하면 순간적인 당량비 저하가 발생하여 열원설비의 연소상태를 매우 불안정하게 할 수 있음을 나타낸다.

동일 시기에 각 연료유로별 상태량(유속, 압력, 온도 및 밀도 등)을 나타낸 그림이 Fig. 5이다. Fig. 5(a)에 의하면, 1차, 2차 및 3차 연료유로에서의 유속은 제어밸브의 개도 특성에 따라 0 m/s로부터 51.627 m/s 이상까지 복잡하게 변화하고 있다. 입구에서는 9.226 m/s로 일정한 값을 보이다가 전 연료유량이 순간적으로 감소하는 시점에서 급속히 감소하였다가 회복하고 있다. Fig. 5(b)의 정압은 입구 연료유로와 1차 연료유로에서는 각각의 정압 경계조건값과 거의 일치하게 유지되고 있으나, 2차와 3차 연료유로에서는 제

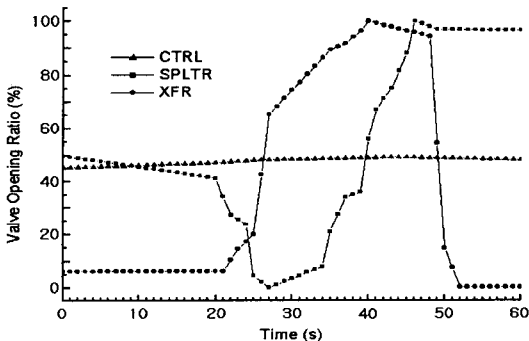


Fig. 3 Opening ratios of control valves during the combustion mode change.

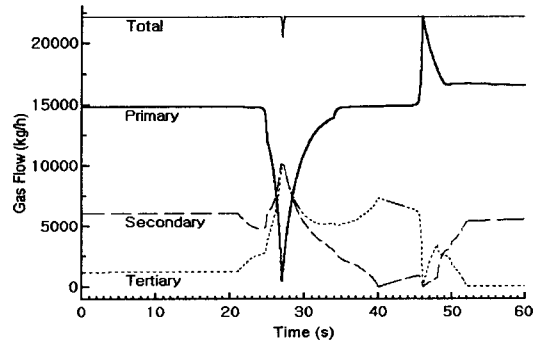


Fig. 4 Variations of the gas flows along separate fuel lines for reference case.

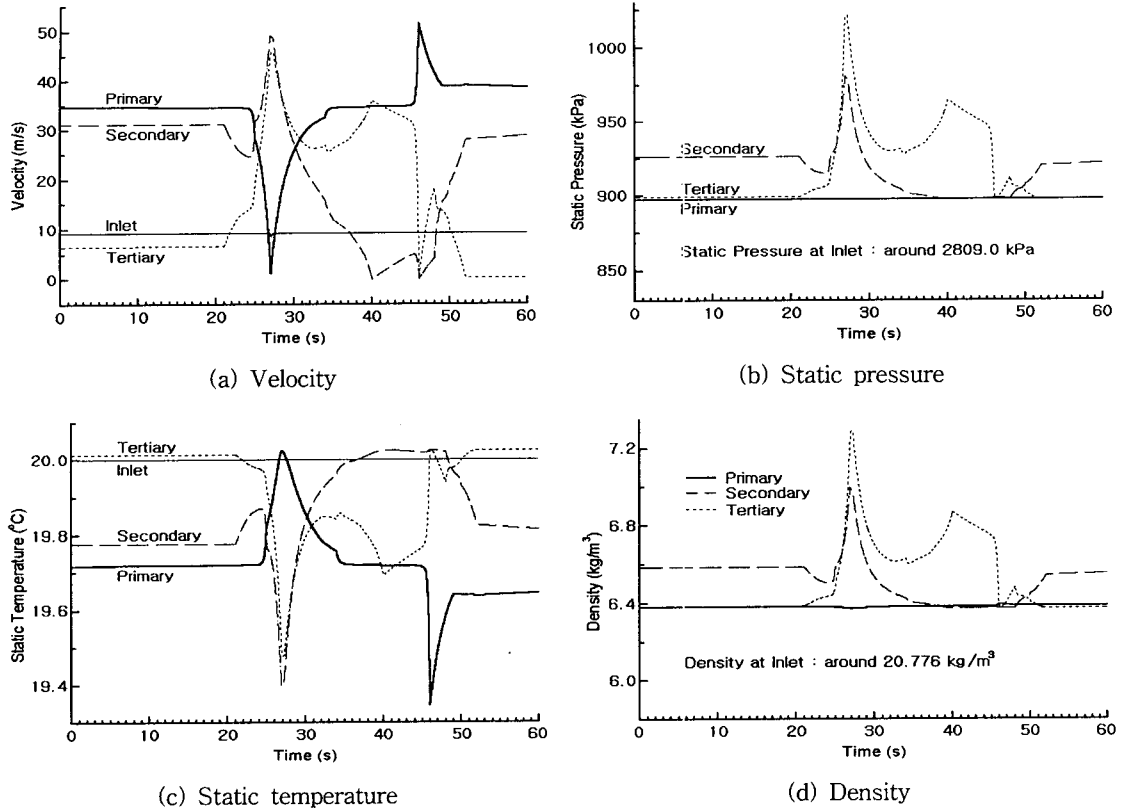


Fig. 5 Variations of process variables along the fuel lines for reference case.

어밸브의 개도 특성에 따라 각각 980.9 kPa 및 1021.3 kPa까지 급상승함을 볼 수 있다. Fig. 5(c)의 온도 결과에 의하면, 입구에서는 초기치로 설정한 20°C가 그대로 유지되나 3개 연료유로에서는 각각의 유동 특성에 따라 19.345°C에서 20.026°C까지의 범위에서 복잡하게 변화한다. 천연가스의 밀도변화를 Fig. 5(d)에서 보여주고 있다. 입구에서는 20.776 kg/m³의 비교적 안정한 값을 보이나, 각 연료유로에서는 6.372 kg/m³에서 7.288 kg/m³의 범위까지 제어밸브의 개도 특성에 따라 변화하고 있다. 또한, 임의의 시간에서 Fig. 5의 상태량을 이용하여 연속방정식으로 계산한 질량유량은 각 연료유로의 연료유량과 일치함을 확인하였다.

또한, 사용한 천연가스 연료의 화학조성을 변경시켰을 때 수치실험 결과가 영향을 받는 것을 확인하였다. 화학조성 효과를 보다 체계적으로 조사하고 있으며 추후 보고할 예정이다.

4.2 유동 안정화

전 절에서 설명한 바와 같이, 각 제어밸브들의 기준(reference) 개도 특성에 대한 연료유량 결과는 불안정한 운전을 초래할 가능성이 있다. 비교적 용이하게 열원설비의 관련 제어로직을 변경할 수 있는 파라미터를 택하여 개도 특성을 변화시켜 연료유량 결과를 개선시켜 보았다. 이들 파라미터는 Fig. 6에 묘사된 바와 같이 GTV의 개도 변화율, 개도변화 시작시간 및 최대 개도와 GSV의 최소 개도 등이다. 여기서 개도변화율은 개도가 현격히 변화하는 시각[Fig. 6(a)에서는 21초]에서 최대치가 되는 시각까지의 개도변화 대 소요시간의 비로 정의하였고, 그 외의 파라미터는 Fig. 6의 도식적인 설명으로 용이하게 이해할 수 있을 것으로 사료된다. 이상의 파라미터를 넓은 범위에서 변경하며 연료유동 특성을 조사하였으나, 지면관계상 대표적인 몇 경우만을 논의한다. Table 3은 기준개도 특성 경우의 파라미터값과

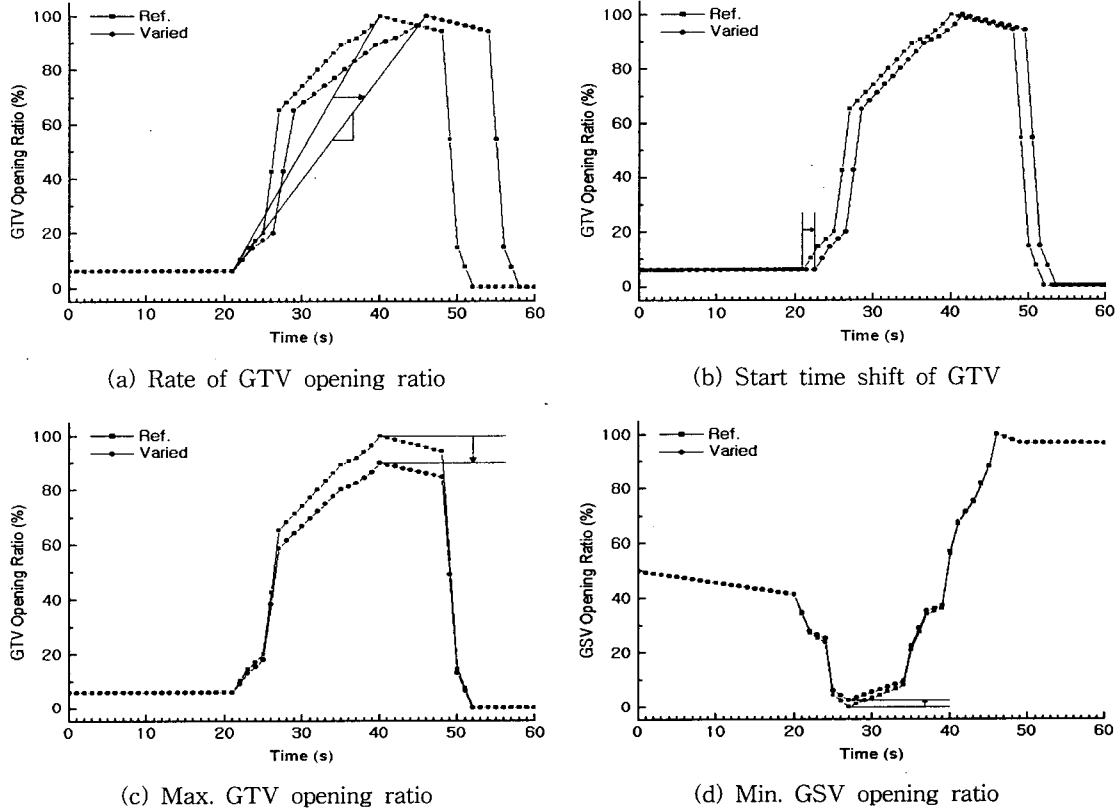


Fig. 6 Parameters varied to stabilize the gas flows.

논의할 경우의 파라미터 변경값을 나타낸다.

Fig. 7은 GTV의 개도변화율을 기준값 전후로 변경시켰을 때의 연료유량을 보이고 있다. Fig. 1의 연료공급계통에서 GCV 및 GSV의 개도함수는 변경하지 않고 GTV의 개도 특성만 변화하므로 1차 연료유로 유량 및 전 유량은 변화가 없었다. 27초 부근에서의 연료유량을 비교하였을 때 그림에서 보는 바와 같이, 개도변화율이 급해질수록 3차 연료유로 유량이 증가하고 2차측 유량이 감소함을 알 수 있다. 개도변화율이 5.43%/s에서 2차 및 3차 연료유로 유량이 동일한 값(약

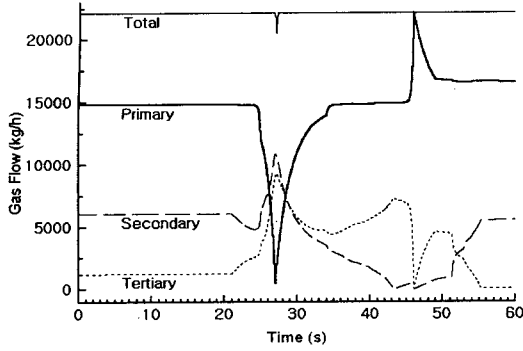
9995.4 kg/h)을 나타냄을 알 수 있었다. 이후의 두 연료유량 특성도 많은 변화를 보이고 있다.

두번째로, GTV의 개도변화 시작시간을 기준값보다 이르게 또는 늦게 변경하였을 때의 결과가 Fig. 8이다. 이 경우도 1차 연료유로 유량 및 전 유량의 변화는 없었으며, 27초 부근의 2차측 및 3차측 유량을 비교하면 GTV의 개도변화 시작시간이 늦어질수록 2차측 유량이 3차측에 비해 증가하는 것을 알 수 있었다. 이후의 두 연료유량 특성은 GTV의 개도변화율을 변경시킨 첫번째 경우보다 상대적으로 적은 변화를 보이고 있다.

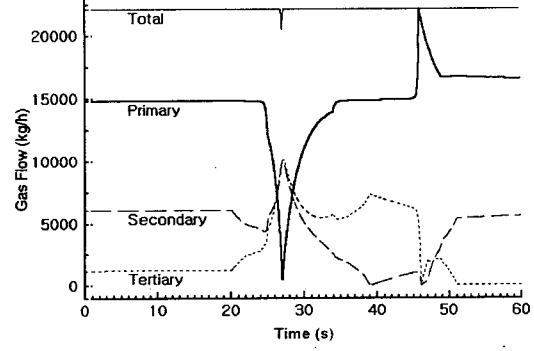
Table 3 Parameters of gas control valves

Parameters	Cases tested in the study			Ref. case
Rate of GTV opening ratio (%/s)	4.22	5.36	6.10	4.94
Start time shift of GTV (s)	-1.0	-0.5	0.5	0.0 ¹⁾
Max. GTV opening ratio (%)	97.5	95.0	92.5	100.0
Min. GSV opening ratio (%)	0.02	0.40	0.80	0.08

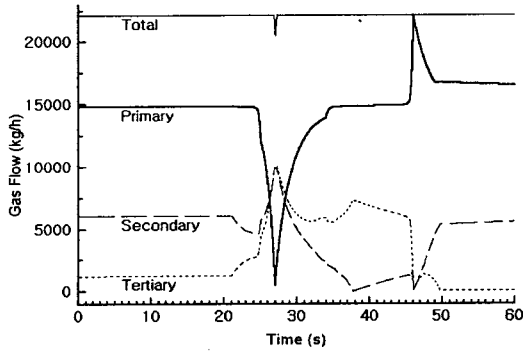
¹⁾ Moment at which the GTV opening ratio starts to change drastically.



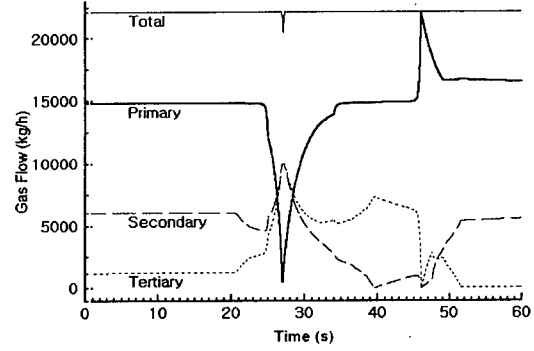
(a) 4.22%/s



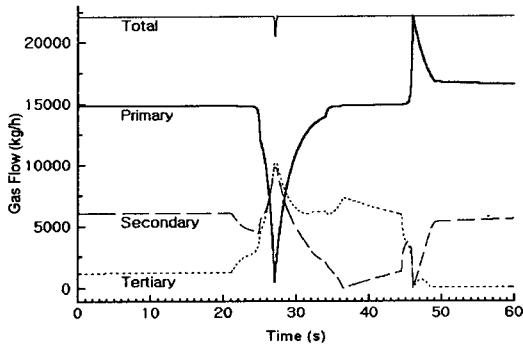
(a) 1.0 s lead



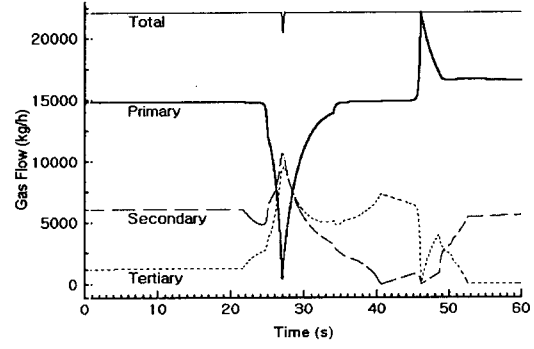
(b) 5.63%/s



(b) 0.5 s lead



(c) 6.10%/s



(c) 0.5 s lag

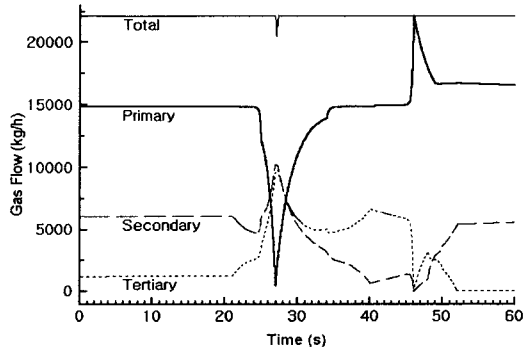
Fig. 7 Effect of the rate of opening ratio of GTV on the gas flows.

Fig. 8 Effect of the start time shift of a GTV opening ratio change on the gas flows.

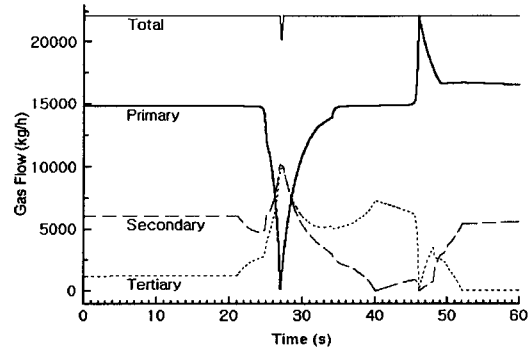
세번째로, GTV의 최대 개도를 기준값인 100%보다 단계적으로 낮춘 결과가 Fig. 9이다. 이 경우도 이미 논의된 두 경우와 마찬가지로 1차 연료유로 유량과 전 유량의 변화는 없었다. 27초 부근을 포함한 모든 변경된 시간대에서 최대 개도가 감소할수록 2차측 유량은 증가하였고 3차측

유량은 감소하였다.

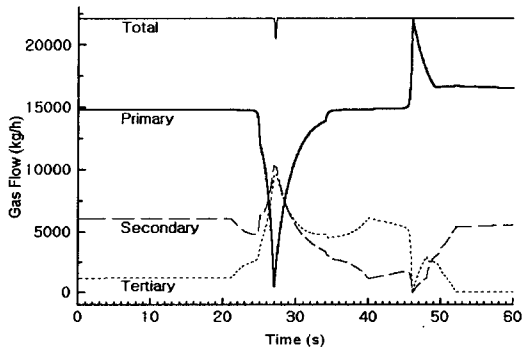
마지막으로, GSV의 최소 개도를 기준값 전후로 변경시켜 본 결과가 Fig. 10이다. GSV는 1차 연료유로 유량과 2차측 또는 3차측 유량을 분배하므로 1차측 유량이 변화함을 예상할 수 있다. 관심있는 27초 부근의 유량을 살펴보면, GSV의



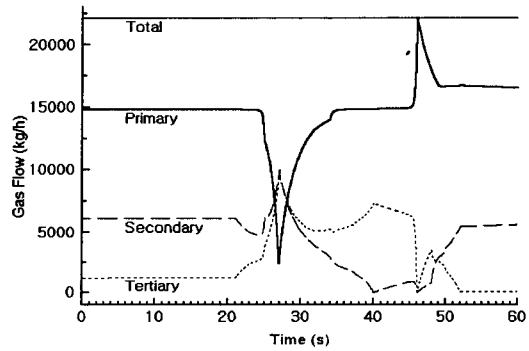
(a) 97.5%



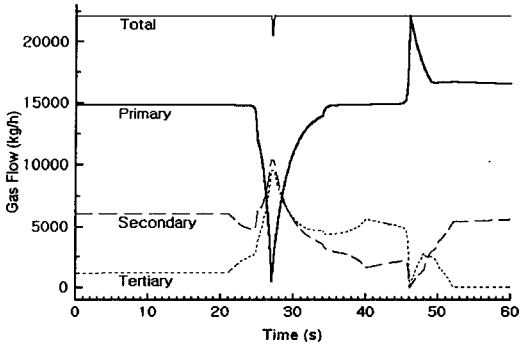
(a) 0.02%



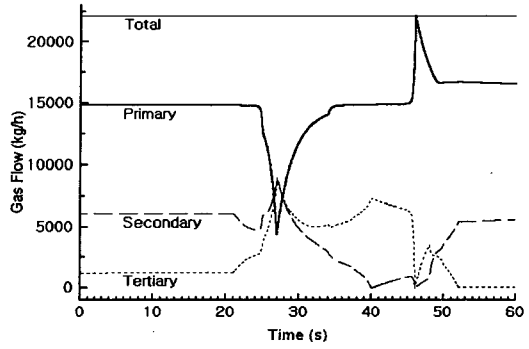
(b) 95.0%



(b) 0.40%



(c) 92.5%



(c) 0.80%

Fig. 9 Effect of the maximum GTV opening ratio on the gas flows.

Fig. 10 Effect of the minimum GSV opening ratio on the gas flows.

최소 개도가 증가할수록 1차측 유량과 전 유량이 증가하며 그 값이 0.40% 근처에서 전 유량이 다른 시간대의 값과 동일한 값을 보임을 알 수 있었다. 최소 개도를 보다 더 증가시키면 1차측 유량은 지속적으로 증가하나 2차측 및 3차측 유량이 감소하여 전 유량은 일정한 값을 유지하였다.

기준상태와 이 경우의 각 유량을 비교하면, 1차측, 2차측, 3차측 및 전 유량이 482.6, 10114.3, 9876.1 및 20473.1 kg/h에서 각각 2422.4, 9985.6, 9751.8 및 22159.7 kg/h로 변화하였다. 이 조건에서 Fig. 5와 같이 각 연료유로별 상태량을 나타낸 그림이 Fig. 11이며, 두 그림은 매우 유사한

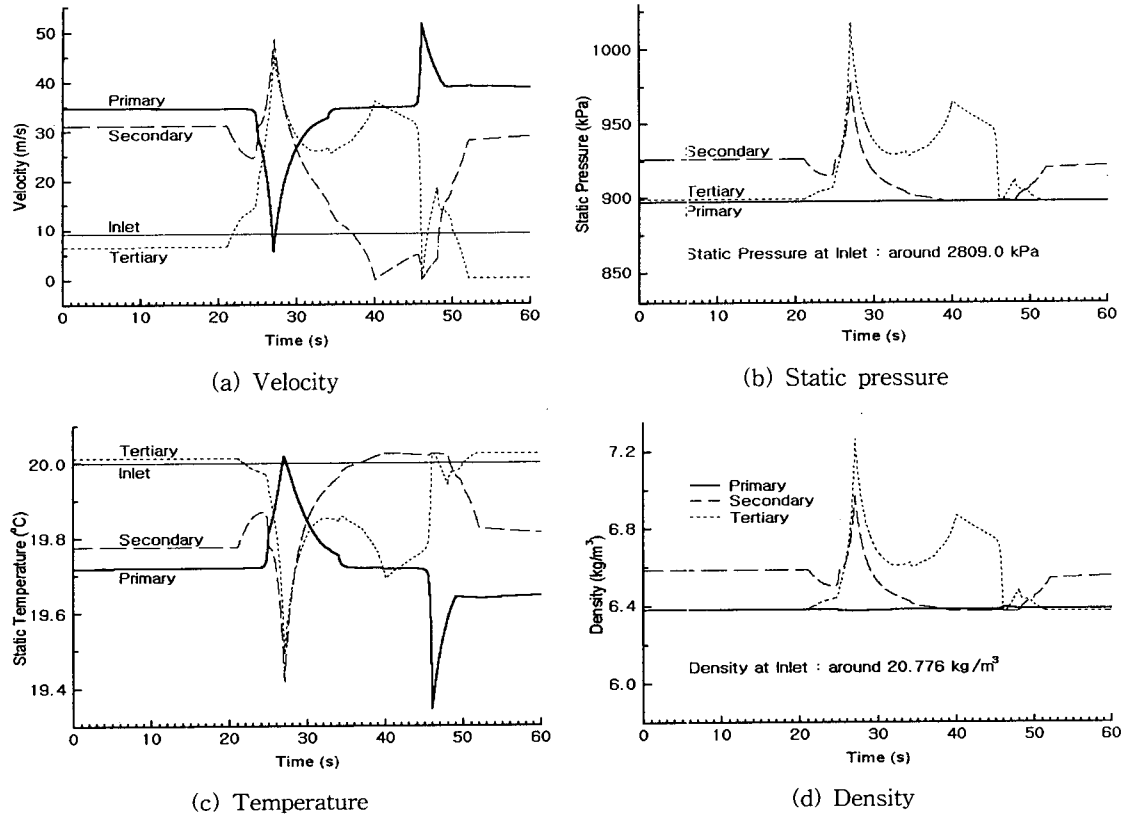


Fig. 11 Variations of process variables along the fuel lines for a case of the minimum GSV opening ratio of 0.40%.

경향을 보이고 있다. 물론, 연료유량 변화에 따른 각 상태량은 미소하게 변화하였으나 Fig. 5에 관한 논의와 중복되므로 상세한 논의는 생략한다.

이상의 수치실험을 통해서, 27초 부근의 전 연료유량의 급격한 감소현상은 GTV의 조사한 세 파라미터를 변경하여서는 개선할 수 없고, GSV의 최소 개도를 변경하여 개선할 수 있음을 알 수 있었다.

5. 결 론

천연가스를 연료로 사용하는 다노즐 열원설비의 연료공급계통의 과도유동 특성을 특성곡선법 코드를 이용하여 1차원 수치해석하였다. 가용한 측정값을 적절히 활용하여 수치해석 결과를 검증하여 수치해석 결과의 신뢰도를 높였고, 해당 열원설비의 연소모드 전환시의 연료유량 분배 특성을 모사할 수 있었다. 특히, 순간적으로 전 연료

유량이 급격히 감소함을 밝혀 천연가스 연료의 비정상(abnormal) 유동이 해당 열원설비의 불안정한 운전의 한 원인이 될 수 있음을 제시하였다. 곧이어, 제어조직의 변경이 비교적 손쉬운 파라미터를 선정하여 이들을 미소 조정하여 전술한 비정상 연료유동을 개선할 수 있음을 밝혀 열원설비의 안정적 운전에 기여할 수 있는 자료를 제시하였다. 또한, 운전조건에 따라 연료공급계통의 주요 지점에서 상태량 값을 제시할 수 있었다.

본 연구에서는 열원설비의 연료공급계통을 단순화하여 수치해석하였으나, 실제 계통과 유사한 컴포넌트 수를 갖는 연료공급계통을 모사하는 등 보다 실제적이고 체계적인 연구를 진행하고 있다. 이러한 일련의 연구는 천연가스 다노즐 열원설비의 안정적 운전에 기여함을 목적으로 하고 있기 때문에 본 연구의 결과를 토대로 각 연료유로의 연료유량을 적절히 분배하여 동 열원설비의 연소 불안정을 개선하기 위한 연구가 계속 수행되어야 한다.

후 기

본 논문은 2000년도 한밭대학교 교내학술연구비의 지원에 의하여 작성되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Turns, S. R., 1996, An Introduction to Combustion—Concepts and Application, McGraw-Hill Book Co., Singapore, pp. 143-147.
2. Park, E. C. and Cha, D.-J., 2001, A numerical study on the characteristics of transient fuel flow in a combustion system burning natural gas, Proceedings of the SAREK '01 Summer Annual Conference, pp. 1278-1284.
3. Thorley, A. R. D. and Tiley, C. H., 1987, Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines—a review of theoretical and some experimental studies, Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 8, No. 1, pp. 3-14.
4. Zemansky, M. W., 1968, Heat and Thermodynamics, 5th ed., McGraw-Hill, New York, NY.
5. Wylie, E. B. and Streeter, V. L., 1993, Fluid Transients in Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, Chap. 3.
6. Flowmaster International Limited, 1995, Flowmaster2, Version 5.2, England.
7. Miller, D. S., 1990, Internal Flow Systems, 2nd ed., BHRA (Information Services), England.