

● 연구 논문

# 석유 환 히터의 난방 능력 고찰

김 장 권\* · 정 규 조\*

## Investigation of Heating Performance of Kerosene Fan Heater

Jang Kweon Kim\* and Kyu Jo Jeong\*

**Key Words** : Kerosene Fan Heater(석유 환 히터), Axial Fan(축류 환), Turbo Fan(터보 환), Heat-intercept Duct(열교환 덕트), Subsonic Wind Tunnel(아음속 풍동), Excess Air Ratio(과잉 공기비), Heating Performance(난방 능력), Iso-Velocity (등속도), Iso-Temperature(등온도)

### Abstract

In this paper, we investigated the heating performance and the basic characteristics required for normal combustion of kerosene fan heater. And also the iso-velocity contours and the iso-temperature contours of hot gas discharged from the exit of kerosene fan heater were analyzed. The experiment was carried out with kerosene fan heater attached to the blow-down-type subsonic wind tunnel with a test section of 240 mm x 240 mm x 1200 mm. The purpose of this paper was to obtain the basic data for new design from conventional kerosene fan heater. Consequently it was found that ( i ) the pressure ratio  $P_2/P_1$  had a comparatively constant value of 0.844 according to the increase of the revolution of turbo fan, ( ii ) the primary excess air ratio had a range of 0.84~1.11 during normal combustion, and ( iii ) the heating performance of kerosene fan heater had a range of 1,494 ~3,852 kcal/hr.

### 기 호 설 명

|             |                |         |
|-------------|----------------|---------|
| $E_{input}$ | : 입력 전압        | [volt]  |
| G           | : 연료 소비량       | [gr/hr] |
| N           | : 환 회전수        | [RPM]   |
| $P_d$       | : 풍동 시험부 내의 동압 | [mmAq]  |
| $P_s$       | : 풍동 시험부 내의 정압 | [mmAq]  |
| $P_1$       | : 정유면기에 걸리는 압력 | [mmAq]  |

|           |                                 |                       |
|-----------|---------------------------------|-----------------------|
| $P_2$     | : 연소용 공기압력                      | [mmAq]                |
| Q         | : 대류용 축류 환에 의한 풍량               | [m <sup>3</sup> /min] |
| $Q_{AIR}$ | : 연소용 터보 환에 의한 풍량               | [m <sup>3</sup> /hr]  |
| $Q_C$     | : 석유 환 히터의 난방 능력                | [kcal/hr]             |
| T, Tmax   | : 석유 환 히터 토출 기류의 온도 및 최대 온도     | [°C]                  |
| V, Vmax   | : 석유 환 히터 토출 기류의 평균속도 및 최대 평균속도 | [m/s]                 |

\* 울산대학교 기관공학과

X, Z : 석유 팬 히터의 출구 기류의 2차원  
 직교 좌표계  
 $\mu$  : 석유 팬 히터의 과잉 공기비 [-]

## 1. 서 론

가정용 연소기기는 강제 급 배기식과 개방형 온풍난방기로 분류되는데, 주로 가스, 석유(등유)가 연료로 사용되고 있다. 이들의 연소 방식은 연료와 공기를 혼합 시키는 방식에 따라 예 혼합 연소와 확산 연소로 크게 나눌 수가 있다<sup>1)</sup>. 예 혼합 연소는 검댕이(soot), 일산화탄소(CO)의 배출이 극히 적은 깨끗한 연소 방식으로 평가되고 있어, 가정용 연소기기에는 예 혼합 연소 방식이 주로 채택되고 있다<sup>1)</sup>.

가정용 연소기기 중 석유 가스화 팬 히터(fan heater)는 실내에서 연소용 공기를 버너(burner) 내로 공급시키고, 공급된 석유를 무화 및 증발 기화 시킨 다음, 버너 내에서 연소용 공기와 혼합한 후 산화시켜 연소 된 열과 배기가스를 동시에 실내로 분출 시키는 개방형 예 혼합 연소 방식을 채택하는 온풍난방기이므로, 완전연소를 통해 더욱 더 청정 난방과 쾌적 난방을 필요로 하게 된다. 석유 팬 히터는 1980년 일본에서 처음 개발된 이래 현재까지 약 400만대의 시장 규모로 성장하고 있지만<sup>2)</sup>, 국내에서는 1984년 도입된 이래 약 50만대의 시장 규모에 달했으나, 현재에는 점차 그 시장 규모가 줄어들고 있는 추세이다.

그러므로 향후 석유 팬 히터가 국내시장에서 지속적으로 성장하기 위해서는 안전성, 신뢰성, 저공해화(냄새 저감), 쾌적성, 정숙성, 편리성 등이 한층 더 개선되어야 한다고 생각된다<sup>1)</sup>. 안전성 측면에서는 일산화탄소의 배출을 사전에 방지하는 불완전 연소 방지의 대책이 중요하며, 저 공해화에 대해서는 연소 가스 중의 질소 산화물(NO, NO<sub>2</sub>) 억제와 점화 또는 소화 시에 발생하는 미연 가스의 억제 등이 요구되며, 정숙성에서는 연료 연소 시 발생하는 연소 소음 및 기타 부품 등의 운전 소음의 저감이 요구된다. 또한 쾌적성 측면에서는 난방 부하에 대응하여 실내 온도를 일정하

게 유지시켜 줄 수 있는 연소 가변 폭의 확대와 상하 온도차의 개선 그리고 적절한 습도 유지 기능들이 요구되며, 편리성에 대해서는 연료를 교체시켜 줄때 느끼는 번거로움을 제거할 수 있는 방안들이 요구된다 할 수 있다.

原<sup>3)</sup>과 大西<sup>4)</sup> 등은 석유 팬 히터의 쾌적 제어를 위해서 실내 환경을 상세히 측정하는 시스템을 이용하여 실내 환경 분포의 특성, 사람의 온열 감각의 검토를 진행하였으며, 쾌적성 향상에 관한 제어 방법을 개발하여 상하 온도차의 개선, 외기 온도의 변화 등에 따른 환경 분포의 변화, 사용의 편리성 등을 고찰하였다. 福野 등<sup>5)</sup>은 석유 팬 히터가 보다 쾌적한 주거 공간을 제공하는 공조 기기로서의 기본 성능을 향상시키기 위해서는 소음 저감, 냄새 저감 등의 개선이 무엇보다도 중요하다고 강조하였으며, 특히 석유 팬 히터의 저소음화에 대한 방안들을 기술하였다. 任田 등<sup>6)</sup>은 기본 성능면에서 질소 산화물(NOx)을 저감하기 위해, 버너(burner)의 헤드(head)를 감싸는 테이퍼(taper) 형태의 보염 링을 채택하였고, 佐藤 등<sup>2,7)</sup>은 복사체 삽입과 2단 연소 방식을 채택하여 각각 화염의 냉각 효과로 질소 산화물에 의한 냄새 저감을 시도하였다.

본 연구에서는 석유 팬 히터의 설계 기술에 관한 관련 기초 자료를 확보하고자, 시판 중에 있는 석유 팬 히터를 대상으로 연소에 의한 각 제어 조건별 연료 소비량, 터보 팬에 의해 공급되는 1차 연소용 공기량의 측정을 통해 발열량과 1차 과잉 공기비 등을 산출하여 검토하였다. 또한 열교환

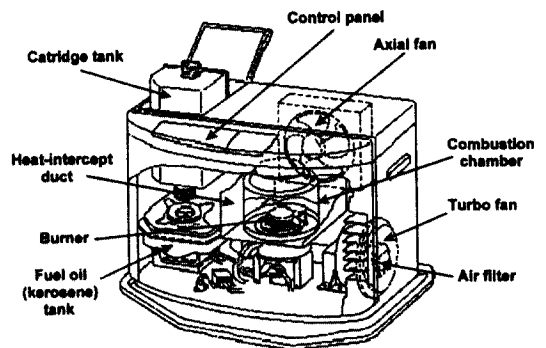


Fig. 1 Configuration of kerosene fan heater

덕트와 석유 랜 히터의 토출 루버(louver)를 통한 기류의 속도와 온도를 측정하여 하류로 진행되는 토출 기류의 공간 분포 양상도 고찰하였다

## 2. 석유 랜 히터의 연소 원리

Fig. 1은 본 연구에 사용하였던 석유 랜 히터(HFN-451SN, LG 전자)의 구조를 나타내는 것으로서, 주요 구성 요소들은 등유를 기화시켜 연소시키는 버너부와 등유를 공급하는 카트리지 탱크(cartridge tank), 연료 탱크(fuel oil tank) 그리고 연소용 공기를 공급하는 터보 팬과 온풍을 송출 시키는 대류용 축류 랜 및 조작부 등으로 구성되어 있다.

이 같은 석유 랜 히터의 연소 과정의 원리는 Fig. 2에서 살펴볼 수 있다. 즉 연소용 공기는 터보 랜으로 부터 댐퍼(damper)와 분무 노즐부를 거쳐 기화통 내로 들어간다. 한편으로는 터보 랜으로 부터 송풍된 일부 공기는 가압 전자(電磁) 밸브(solenoid valve)를 거쳐 정유면기(fuel oil level controller) 내의 등유를 가압 시키게 된다. 이 등유는 카트리지 탱크, 연료 탱크, 오일관(oil pipe)을 거쳐 전자(電磁) 펌프(solenoid pump)에 의해 정유면기에 모여진 것으로 여기에 일정 압력이 작용되면 이 등유는 니들(needle)을 통해 기화통 내로 분출된다. 한편, 정유면기에서 일정 유면을 채운 등유는 계속적으로 전자 펌프가 동작하기 때문에 흘러 넘치게 되어 다시 오일관으로 리턴(return) 된다. 기화통 내에는 연소용 공기가 분무 노즐부로부터 압송되고 있기 때문에, 등유는 니들로 부터 분출되는 순간 미립화로 무화(霧化)된다. 기화통은 내장된 쉬스히터(sheath heater)에 의해 등유가 증발하기 쉬운 증발 온도 부근으로 예열 되어 있어, 무화된 등유는 기화통 내에서 순간적으로 가스가 되어 연소용 공기와 혼합이 이루어진 후 버너 헤드를 빠져 나가면서 연소실로 들어온 2차 연소용 공기와 함께 연소한다. 연소된 고온 가스는 석유 랜 히터 본체 뒷면 상부에 위치한 대류용 축류 랜으로 부터 송풍 되어 외부의 공기와 혼합된 다음 온풍 취출구를 통

해 밖으로 빠져 나가게 된다<sup>6)</sup>.

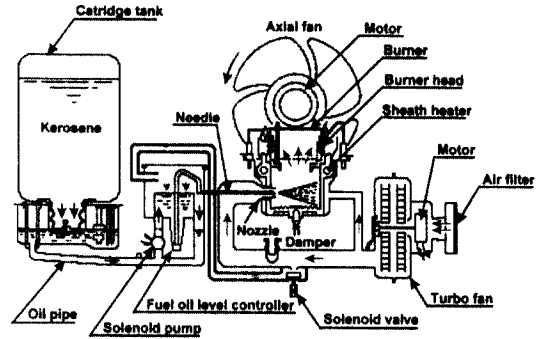


Fig. 2 Combustion process diagram of kerosene fan heater

## 3. 실험 장치 및 실험 방법

### 3.1 실험 장치 및 측정 기기

본 연구에서는 석유 랜 히터의 각 발달량별 열 교환에 필요한 적정 풍량을 측정하기 위해서 Fig. 3과 같은 송풍식 아음속 풍동(subsonic wind tunnel)을 사용하였다. 아음속 풍동의 시험부 출구에는 Fig. 1과 같은 실제 석유 랜 히터를 대류용 축류 랜 쪽이 위치하도록 연결하여 사용하였다.

먼지, 본 연구에서 사용된 아음속 풍동의 구성 요소는 다음과 같다. 아음 속 풍동의 풍량 발생

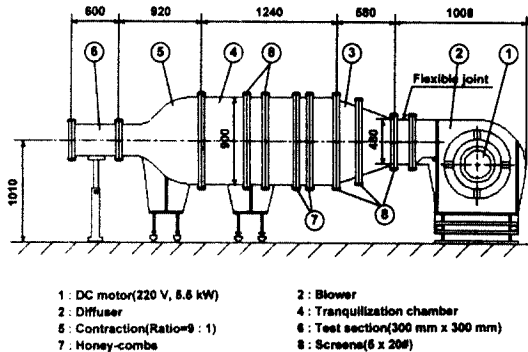


Fig. 3 Schematic diagram of subsonic wind tunnel

장치인 구동부는 220 [volt], 5.5 [kW]인 직류 모터와 후향 깃을 갖는 원심형 송풍기로 되어 있다. 풍동 출구에서 송풍기로 부터 발생된 교란된 유동을 방지하기 위해, 난류 운동 에너지에 의해 교란된 유동 성분을 저하시키고, 반면에 정압 상승을 통해 압력 회복을 높이는 스크린(screen)들이 설치된 확산부(diffuser)가 있으며, 교란된 유동 성분들을 더욱 더 없애 주고, 전 단면상에서 균일 속도 분포를 얻도록 스크린들과 하니컴(honey-combs)으로 구성된 정류실(tranquilization chamber)이 있다. 그리고 풍동 시험부에서 실험에 필요로 하는 층류 유동과 고속의 흐름을 얻고, 난류 성분의 크기를 더욱 억제키 위해, 단면 비율이 9 : 1인 수축부(contraction)가 설치되어 있으며, 아울러 각종 실험을 용이하게 행할 수 있도록 만든 시험부 등이 구성되어 있다.

본 연구에서 사용된 풍동 시험부의 내벽 단면 치수는 석유 쉐인 히터의 대류용 축류 쉐인 설치된 외곽 크기를 고려하여 길이가 1200 [mm]인 240 x 240 [mm]로 제작하였고, 풍동 수축부 출구의 크기(300 x 300 [mm])와 맞지 않기 때문에 중간 연결용 수축부를 별도로 제작하였으며, 80 메쉬(mesh)의 스크린을 사이에 두고 중간 연결용 수축부와 풍동 시험부를 연결하였다. 또한 석유 쉐인 히터의 토출 기류의 속도 및 온도 측정에는 정밀 이송을 위해서 3축 자동 이송 장치를 사용하였다.

본 연구를 위해 사용한 측정기기로서는 먼저 풍동 시험부 내의 풍속을 측정하기 위해서 피토티관 1개와 마이크로 마노미터(micro-manometer : FC-012, Furness Co.) 2대를 사용하였다. 또 연소용 터보 쉐인(turbo fan)과 대류용 축류 쉐인의 입력 전압을 변화시키기 위해서 슬라이드스(slidacs) 2대를 사용하였으며, 대류용 축류 쉐인의 회전수 측정은 디지털 스트로보스코프(digital stroboscope/tachometer : DX-521, SEORIM Electric, Korea)를 사용하였다. 한편, 석유 쉐인 히터의 토출 기류의 온도 분포 측정에 사용한 열전대(thermocouple)는 "T"형(Cu+Constantan)과 "K"형(Kromel+Alumel)으로 직경이 각각 0.3 [mm]이었다. 그리고 온도 기록을 위해서는 32채널 타점 온도계(data

recorder : digistripIII, KAYE instruments)를 사용하였으며, 석유 쉐인 히터의 토출 기류 속도 분포를 측정하기 위해서는 "I"형 열선 프로브(probe : KANOMAX, 0251R-T5)와 2채널 열선 풍속계(hot-wire anemometer : Tsi, IFA100&200 system)중 1채널만을 사용하였다. 또 열선 풍속계의 교정(calibration)에는 교정기(calibrator : Tsi, Model 1125)를 최대압력이 10 [kgf/cm<sup>2</sup>]인 공기압축기에 연결시켜 사용하였다.

### 3.2 실험 방법

#### 3.2.1 축류 쉐인의 열교환용 풍량 측정 방법

석유 쉐인 히터를 풍동 시험부 출구에 연결시킨 상태로 대류용 축류 쉐인의 일정 회전수에서 발생하는 열교환용 풍량의 측정은 풍동 시험부 내의 상류측에 균일 유동 흐름이 유지되도록 하여, 이 속도를 피토티관과 마이크로 마노미터에 의해 측정 한 다음, 풍동 시험부 단면적을 곱하는 방법을 이용하였다. 이 같은 방법으로 풍속을 측정하기 위해, 풍동 시험부에는 대류용 축류 쉐인의 회전시 스월(swirl)에 의한 상류측 공기 흐름의 영향이 무시되도록, 상류 측으로 800 [mm] 위치에 피토티관(pitot-tube)을 설치한 다음, 정압 호스(hose)와 전압 호스를 각각 마이크로 마노미터의 두 입력 단자에 연결하여 사용하였다. 또 풍동 시험부에 연결된 대류용 축류 쉐인의 가동 시 풍동 시험부 상류 측에서 발생하는 정압의 부하를 측정하기 위해서는 풍동 시험부 출구로 부터 상류 측으로 240 [mm] 떨어진 시험부의 상, 하, 좌, 우 벽면의 중앙 4곳을 내경이 약 3 [mm]인 정압 호스를 각각 독립적으로 연결한 다음, 이 4곳의 정압 호스에서 걸리는 정압을 평균하기 위해서 4곳의 호스를 하나의 관으로 연결하여, 여기에서 평균되는 정압을 하나의 호스로 빼내어 마이크로 마노미터의 한쪽 단자에 연결하여 사용하였다.

한편, 풍동 시험부에 부착된 석유 쉐인 히터의 열교환 덕트(heat-intercept duct) 내부에는 대류용 축류 쉐인이 내장되어 있는 관계로, 실제 석유 쉐인 히터에서 연소실 주변에 미치는 유동 조건들과 동일하게 맞추어 주기 위해서 다음과 같은 교정 방법

을 수행하였다. 풍동이 정지된 상태에서 대류용 축류 팬에 일정 입력 전원을 입력시켜 주면, 팬이 일정한 회전수를 유지하면서 회전하게 된다. 이때, 대류용 축류 팬의 상류측 풍동 시험부 내부에는 일정 풍속 및 풍량을 갖는 공기 흐름이 발생되며, 시험부 벽에 설치한 정압 탭에서는 일정 크기의 음압(negative pressure)이 발생하게 된다. 결국 이 값은 석유 팬 히터를 풍동에 설치하였을 때, 풍동의 연결로 인해 발생하는 정압의 부하(load)가 되기 때문에, 실제 석유 팬 히터의 조건(대기압 상태에서 운전)과 동일하게 해주기 위해서는 이 음압을 영(零)으로 만들어서 사용하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 풍동 시험부 벽에 걸리는 음압을 0으로 하기 위해서 풍동을 가동시켜 열교환 덕트내로 일정량의 공기를 불어 넣어 맞추었다. 이때 풍동 시험부에는 일정량의 균일한 공기 흐름이 존재하게 되어, 시험부 중앙에 설치된 피토판과 마이크로 마노미터에 의해 공기의 속도를 측정할 수가 있으며, 풍동 시험부의 단면적을 고려할 경우 대류용 축류 팬의 회전시 발생하는 공기의 풍량을 쉽게 산출할 수가 있다.

3.2.2 연소시 시스템 기본 특성치 측정 방법

Fig. 4는 실제 연소시 석유 팬 히터가 갖는 시스템의 기본 특성치인 각 발열량 별 연소용 터보 팬의 회전수 그리고 정유면기에 작용하는 공기압력( $P_1$ )과 연소용 공기압력( $P_2$ ) 및 연료 소비량 등의 측정을 보여주는 그림으로서 다음과 같은 방법으로 측정을 수행하였다. 먼저 연소용 터보 팬의 입력 전압에 따른 회전수를 측정하기 위해서 팬 케이싱(casing) 한쪽 측면을 가로 세로 각각 15 [mm], 30 [mm]가 되도록 절개한 후, 회전시 이곳을 통과하는 팬 임펠러(impeller)의 표면에 검정색의 절연 테이프(tape)를 가로, 세로 각각 10 [mm], 15 [mm]로 절단하여 붙인 후, 스트로보스코프를 사용하였다. 또한 석유 팬 히터의 각 발열량 조건에 따른 설정된 연소용 터보 팬의 각 회전수에<sup>(1)</sup> 상당하는 터보 팬 모터의 입력 전압을 측정하였고, 각각의 발열량 조건에 해당하는 연료 소비량은 각 조건마다 약 30분씩 최소 1 [gr]에

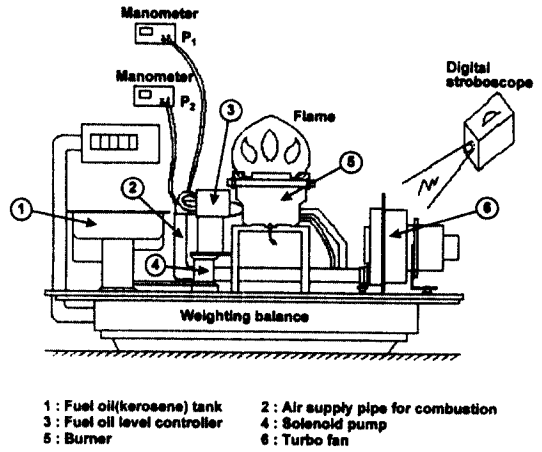


Fig. 4 Diagram for measuring heating value and revolution of turbo fan in kerosene fan heater

서 최대 60 [kg]까지 측정 가능한 디지털(digital) 전자 저울로 측정하여 등유 발열량을 고려한 다음 환산하였다. 또 버너 내로 유입되는 연료측 관에 걸리는 압력( $P_1$ )과 연소용 공기 공급관에 걸리는 압력( $P_2$ )도 내경이 약 2 [mm]인 관을 각각의 관에 수직으로 삽입한 후 마이크로 마노미터에 연결하여 동시에 측정하였다.

한편, Fig. 5는 석유 팬 히터의 터보 팬으로 부터 공급되는 연소용 공기량을 측정하는 그림이다. 석유 팬 히터로 연소를 병행시키면서 관로 내에

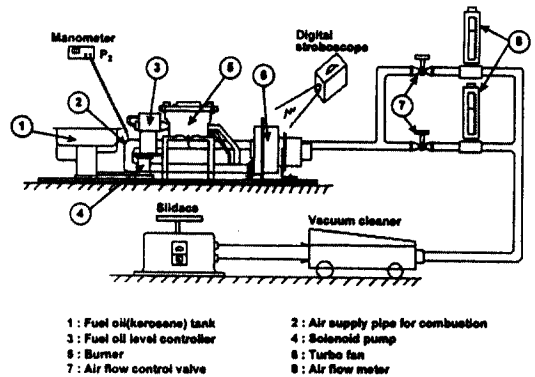


Fig. 5 Diagram for measuring air flow rate required for combustion from turbo fan in kerosene fan heater

서 연소용 공기량 측정을 행할 경우에는 연소용 터보 팬에 부하를 가하는 형태가 된다. 따라서 이를 방지하고 기존 석유 팬 히터의 연소 특성을 그대로 만족시키면서, 각 발열량 조건에 따라 버너부에서 등유의 최적 연소에 필요한 연소용 공기량의 산출을 위해서는 비연소 조건하에서 연소용 공기 공급관 출구에 측정 범위가 각각 0~4 [m<sup>3</sup>/hr], 0~9.2 [m<sup>3</sup>/hr]인 면적식 유량계 2대와 유량 조절용 제어 밸브 2개가 설치된 관을 부착시키고, 이것들이 설치됨으로써 관로 내에 압력저항이 증대되는 것을 보상해 주기 위해 슬라이닥스(slidacs)와 진공청소기를 연결시킨 다음, 실제 연소시 연소용 공기 관로에 걸린 연소용 공기압력(P<sub>2</sub>)과 동일하도록, 제어 밸브와 진공 청소기에 연결된 슬라이닥스의 전원을 조정하여 면적식 유량계로 부터 측정할 수가 있었다. 여기서 2대의 면적식 유량계를 사용한 것은 7단계의 각 발열량별 해당하는 연소용 터보 팬의 회전수에 상응하는 공기량을 정확히 측정하기 위해서였다. 특히 연소용 공기량이 정확히 측정되도록 분지관에 연결된 냉각용 공기량 관은 그대로 버너부에 설치된 상태로 두었으며, 정유면기에 작용하는 공기압력(P<sub>1</sub>)은 정유면기 내에 등유가 들어 있는 한, 정압이 형성되어 공기 흐름이 존재하지 않음으로 비연소시 전자밸브가 닫혀 있는 효과와 같음을 알 수 있었다. 따라서 각 발열량별 연소 조건에 해당하는 연소용 터보 팬을 연소시의 조건과 일치시킬 수가 있었다.

### 3.2.3 토출 기류의 속도 및 온도 측정 방법

Fig. 6은 석유 팬 히터에서 토출구 하류 방향으로 형성된 기류의 평균속도를 측정하는 그림을 나타낸다. 토출 기류 속도의 밑바닥 경계면은 풍동 시험부 출구에 석유 팬 히터를 연결시키고, 팬 히터 바닥면은 탁자로 받친 후, 탁자 위에 길이 2000 [mm], 폭 700 [mm], 두께 10 [mm]인 아크릴(acryl) 판을 올려 놓은 평면을 기준으로 삼았다. 토출 기류의 평균속도 분포 측정은 실제 석유 팬 히터에 유동되는 풍량을 기준으로 삼기 위해 비연소시 조건에서 대류용 축류 팬을 정격

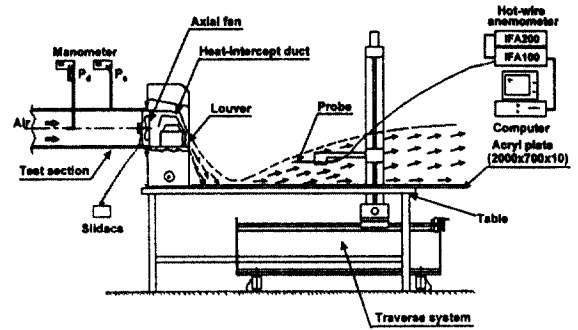


Fig. 6 Diagram for measuring exit downstream velocity along the centerline of kerosene fan heater

100 [volt]로 입력시키고, 풍동을 가동시켜 풍동 시험부 내벽에 걸리는 정압을 0으로 맞추는 다음, 형성된 토출 기류 유동장 내에 "I"형 열선 프로브(probe)를 3축 자동 이송 장치에 탑재시킨 후, 팬 히터 출구 중앙의 위치를 기준으로 바닥면에서 상 방향으로 이송시켜 가면서 열선 풍속계 시스템을 통해 측정하였다. 이때 열선 풍속계의 센서(sensor) 교정은 공기 압축기가 연결된 교정기를 이용하여 최대속도를 10 [m/s]로 하였다. 특히 열선 풍속계를 통해 풍속을 측정할 때는 컴퓨터에 내장된 속도 측정 전용 소프트웨어(software)를 이용하여 자동 이송 장치와 함께 온라인(on-line)으로 연결하여 사용하였다.

한편 토출 기류의 온도 측정은 Fig. 6과 같은 조건하에서 슬라이닥스를 이용하여 석유 팬 히터의 연소용 터보 팬을 발열량 7단계에 해당하는 급속 난방 조건인 2712 [rpm]으로 하고, 대류용 축류 팬은 100 [volt]로 입력해서 형성된 토출 기류 온도장에서 동시에 16 타점의 온도를 측정할 수 있는 열전대 부착 지그(jig)를 만들어 3축 자동 이송장치에 부착시킨 후 풍속 측정시와 동일 위치에서 온도를 컴퓨터와 연결된 타점 온도계를 이용하여 측정하였다. 여기서도 풍동을 가동시켜 풍동 시험부 내벽에 걸리는 정압을 0으로 맞추어 사용하였다.

## 4. 실험 결과 분석

### 4.1 대류용 축류 팬의 성능 특성

Fig. 7은 동일 석유 팬 히터에서 연소시와 비연소시에 대류용 축류 팬의 입력 전압에 따른 회전수의 변화를 나타낸 것으로서, 입력 전압의 증가에 따라 회전수는 모두 비선형적인 양상으로 증가하고 있다. 특히 연소용 터보 팬의 회전수를 변경하여 발열량을 변화시킬 경우에도 입력 전압에 따른 대류용 팬의 회전수 변화는 거의 변화가 없음을 확인하였다. 연소시의 대류용 축류 팬의 회전수가 같은 입력 전압하에서 적게 나타나는 현상은 연소시 열교환 덕트내에서 존재하는 높은

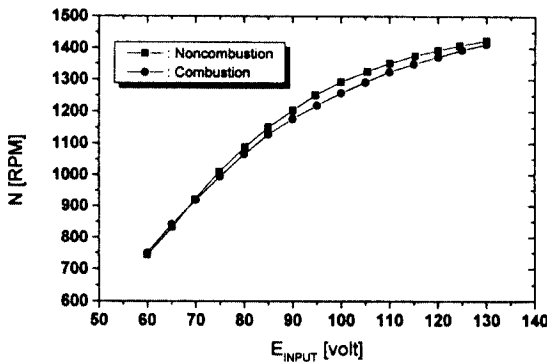


Fig. 7 Relations of revolution versus input voltage of axial fan

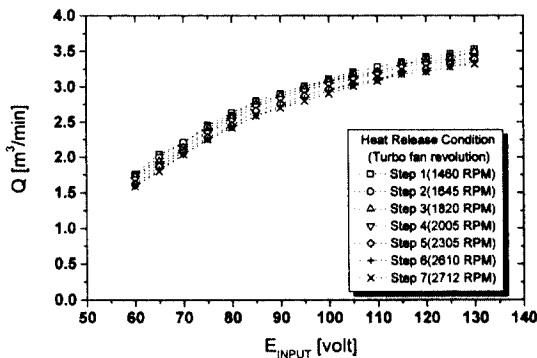


Fig. 8 Distributions of air flowrate versus input voltage of axial fan required for convection during combustion

온도에 의한 열저항(thermal resistance)가 작용되기 때문인 것으로 생각된다.

한편 Fig. 8은 7단계의 발열량 변화에 따른 연소시 대류용 축류 팬의 입력 전압에 대한 풍량을 나타낸 것이다. 발열량이 증대할 수록 열교환 덕트내에는 온도가 더 높아지는데, 이에 따라 열교환 덕트내에는 열저항이 더 커지게 되어, 이것이 열교환 덕트내의 시스템저항이 된다. 따라서 Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이, 같은 입력 전압임에도 불구하고, 동일 회전수에서도 발열량이 증가함에 따라, 열저항에 의한 열교환 덕트의 시스템저항이 증가함으로, 각각의 동일 회전수를 갖는 축류팬의 특성곡선으로부터, 풍량의 값이 비교적 일정한 크기로 감소되며, 각 발열량 조건에서 대류용 축류 팬의 입력 전압 증가에 따라 풍량이 비선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

### 4.2 연소시 시스템 기본 특성

Fig. 9는 석유 팬 히터의 정상 연소 조건에서 만족되는 연소용 터보 팬의 회전수 변화에 따른 정유면기에 작용하는 압력( $P_1$ )과 연소용 공기 공급압력( $P_2$ ) 그리고 압력비  $P_2/P_1$ 의 관계를 나타낸 그림이다. Fig. 4에서 알 수 있는 바와 같이 압력  $P_1$ 과  $P_2$ 는 석유 팬 히터의 실제 연소시에 각 발열량 조건들에 해당하는 연소용 터보 팬의 회전수 변화에 대해 얻어진 것으로서, 회전수 증가에 따

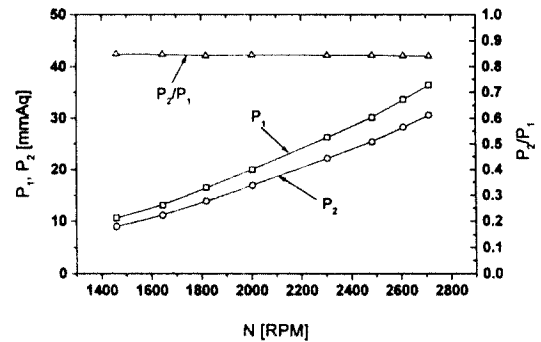


Fig. 9 Distributions of pressure  $P_1$ ,  $P_2$  and their pressure ratio versus revolution of turbo fan during combustion

라 증가하는 양상을 보이고 있으나,  $P_2/P_1$ 은 비교적 일정한 크기를 유지하고 있으며, 평균적으로 약 0.844 값을 나타내고 있다. 이 압력 비는 Fig. 2에서와 같이 터보 팬에 연결되어 있는 연소용 공기 공급 관에 설치된 댐퍼(damper)의 설정 위치에 따라 결정되는데, 결국 이 압력 비는 연료 소비량과 연소용 공기량에 영향을 미쳐 난방능력 및 과잉 공기비(excess air ratio)를 결정하게 된다.

Fig. 10은 Fig. 4와 같은 실험으로 부터 얻어진 석유 팬 히터의 정상 연소 조건에서 만족되는 연소용 터보 팬의 회전수 변화에 따른 연료 소비량과 1차 연소에 요구되는 연소용 공기량 그리고 1차 과잉 공기비 분포들을 나타낸 그림이다. 여기서, 등유의 이론 공기량은  $11.31 [m^3/kg]$  이므로<sup>8)</sup>, 1차 과잉 공기비는 식(1)에 의해 구하였다.

$$\mu = \frac{Q_{AIR} [m^3 / hr]}{11.31 [m^3 / kg] \times G [kg / hr]} \quad (1)$$

Fig. 10에서 알 수 있는 바와 같이 각 발열량 조건에 따른 터보 팬 회전수 증가에 따라 연료 소비량과 1차 연소용 공기량 증가는 Fig. 9에서의 압력  $P_1$ 과  $P_2$ 의 증가에 따라 얻어진 것이다. 또한 1차 과잉 공기비  $\mu$ 는 약 0.84~1.11의 범위로 나타나 있으나, 발열량 증가에 따라 1보다 작아져, 1차 연소시 실제 공기량은 이론 공기량보다 적게 사용되고 있음을 알 수 있다. 이것은 질

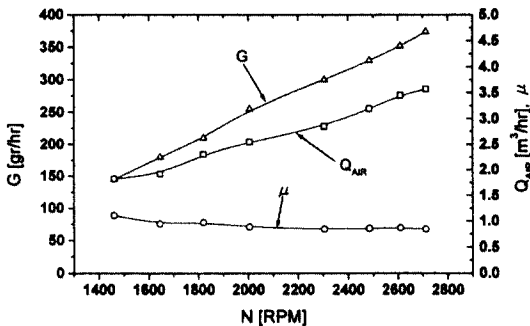


Fig. 10 Distributions of oil consumption weight, air flowrate for combustion and primary excess air ratio versus revolution of turbo fan

소 산화물 생성을 최소화하기 위한 한 방법으로서 보고되고 있다<sup>6)</sup>. 그러나, 석유 팬 히터의 연소 시스템은 1차 연소시 완전연소를 하기에 부족한 공기량을 연소실 벽면에 확보된 다량의 공기 공급 구멍으로 부터 대류용 축류 팬에 의해 2차 연소용으로 확보되도록 구성되어 있다.

Fig. 11은 석유 팬 히터의 각 발열량 조건에 따른 난방 능력을 나타낸 것으로, 터보 팬 회전수 증가에 따라 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 본 연구에 사용된 석유 팬 히터의 최소 난방 능력과 최대 난방 능력은 각각 약 1,494 [kcal/hr], 3,852 [kcal/hr]임을 알 수 있다. 여기에서 사용된 석유 연소 기기의 능력 계산에서는 일반적으로 연료의 저발열량을 사용함으로, 등유의 저발열량인 8,240 [kcal/ℓ]을 사용하였으며, 등유의 비중은 0.78~0.82중에서 편의상 0.8로 사용하였다.<sup>8)</sup> 따라서 단위 시간당 유효 발열량인 석유 팬 히터의 난방 능력은 산출 공식 <난방능력[kcal/hr] = 연료소비량[kg/hr] x 등유발열량[kcal/kg] x 연소효율>로 부터 연소 효율을 100 [%]로 가정하고, 식(2)로 계산하였다.

$$Q_c = G [gr/hr] \times 8.24 / 0.8 [kcal/gr] \times 1 = 0.3 \times G [kcal/hr] \quad (2)$$

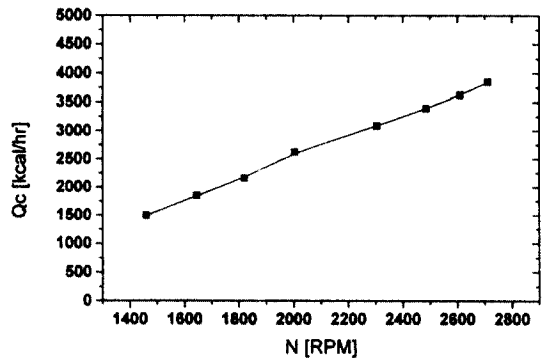


Fig. 11 Heating performance of kerosene fan heater

#### 4.3 토출 기류의 속도 및 온도 특성

Fig. 12는 Fig. 6과 같이 석유 팬 히터의 토출



기류 속도 분포를 출구로 부터 떨어진 거리(X방향)에 따라 바닥면에서 부터 수직 방향(Z방향)으로 측정된 다음 등속도로 나타낸 그림이다. 석유 쉐 히터의 출구 단면은 높이가 바닥면으로 부터 약 165 [mm] 떨어진 위치에 형성되어 있으며, 그 단면적은 23,085 [mm<sup>2</sup>]으로 비 연소시 풍량은 약 3.456 [m<sup>3</sup>/min]이기 때문에, 쉐 히터 출구에서의 평균 풍속은 약 4.4 [m/s]가 된다. X = 50 [mm]에서 최대 속도를 나타내는 높이는 Z = 140 [mm] 위치이며, 출구로 부터 멀리 떨어짐에 따라 토출 기류는 밑바닥으로 약 27° 정도 경사져서 유동하고, X = 50 [mm]에서의 최대 속도는 X = 200 [mm]근처까지 확산하는 양상을 알 수 있다. 또한 토출 기류의 특성은 X = 370 [mm] 근방에서 서로 다른 유동 양상을 보여 주는데, X = 370 [mm] 이전의 영역에서는 주로 열교환 덕트의 경사진 출구면 각도에 크게 영향을 받으면서 제트(jet) 유동이 형성되나, X = 370 [mm] 이후부터는 밑바닥면의 영향을 받아 벽제트(wall jet) 유동 양상을 보여준다.

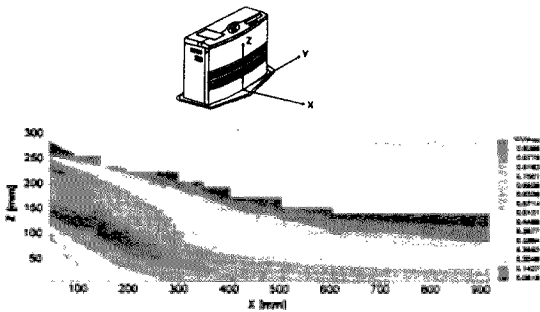


Fig. 12 Contours for exit downstream iso-velocity along the centerline of kerosene fan heater

Fig. 13은 석유 쉐 히터에서 토출 기류의 온도 분포를 출구로 부터 떨어진 거리에 따라 바닥면에서 부터 수직 방향으로 측정하여 등온도 분포로 나타낸 그림이다. 비교적 기류 온도가 높은 부분이 X = 300 [mm]이전 영역을 제외하고는 바닥면 쪽에 형성되고 있음을 알 수 있다. 이것은 출구부분이 경사져 수축되게 만들어진 2중 기류

유동 구조의 열교환 덕트에 기인되어 발생하는 현상이다. 이 열교환 덕트는 석유 쉐 히터 상면에 위치한 제어판과 좌, 우 측면으로 전달되는 온도 상승을 막아주고, 또 출구 측에 위치한 연소실 후면에서 발생하는 후류(wake) 영역을 제거시켜 과열현상을 막아주는 역할을 하며, 연소실에서 얻은 열을 실내로 배출하는 기능을 한다. 특히, 현 상태의 토출 기류 온도 분포 형성 과정이 바람직하다고 판단되는 것은 찬 공기는 비중이 더운 공기보다 더 크기 때문에 바닥에 깔리고, 더운 공기는 정반대로 상승하기 때문에, 실내의 전역에 기류의 순환 현상에 의해 균일한 온도 분포를 쉽게 형성시킬 수 있는 장점이 있기 때문이다. X = 50 [mm]에서 최대 온도를 나타내는 높이는 Z = 170 [mm]부근이며, X = 320 [mm]이후 영역 부터는 출구로 부터 떨어진 거리 증가에 따라 토출 기류 온도는 바닥면에서 부터 상부 측으로 점차 냉각이 진행되고 있음을 알 수 있다. 본 결과는 석유 쉐 히터의 토출구에 위치한 고정된 루버(louver)에 의해서 얻어진 결과임으로, 향후 보다 더 나은 온도 분포를 형성시키기 위해서는 루버가 자동으로 움직일 수 있는 기능을 추가하는 것이 바람직 하다고 생각된다.

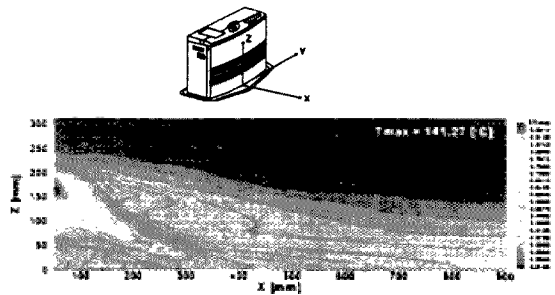


Fig. 13 Contours for exit downstream iso-temperature along the centerline of kerosene fan heater

## 5. 결 론

석유 쉐 히터에서 적용되고 있는 연소시 각종

특성치들과 토출 기류의 속도 및 온도 분포들을 분석한 결과, 다음과 같이 요약 정리할 수 있었다.

- 1) 연소시 대류용 축류 팬의 입력 전압 증가에 따른 풍량은 비선형적으로 증가하고 있으나, 열교환 덕트내에는 더 높은 온도의 열저항 존재로 인해, 같은 입력 전압 임에도 불구하고 발열량이 증대할 수록 풍량의 값이 비교적 일정한 크기로 감소됨을 알 수 있다.
- 2) 정유면기에 작용하는 압력( $P_1$ )과 연소용 공기 공급 압력( $P_2$ )은 연소시 연소용 터보 팬의 회전수 증가에 따라 증가하는 양상을 보이고 있으며,  $P_2/P_1$ 은 평균적으로 약 0.844 값으로 비교적 일정한 크기를 나타내고 있다.
- 3) 정상 연소시 1차 과잉 공기비  $\mu$ 는 약 0.84~1.11의 범위를 나타내며, 발열량 증가에 따라 1보다 작아져, 1차 연소시 실제 공기량은 이론 공기량보다 적게 사용되고 있음을 알 수 있다.
- 4) 본 연구에 사용된 석유 팬 히터의 난방 능력은 약 1,494~3,852 [kcal/hr]임을 확인할 수 있다.

이 밖에도 석유 팬 히터의 쾌적 난방을 위해서는 토출 기류의 온풍에 대한 실내 환경 분포의 특성, 사람의 온열 감각의 검토와 쾌적성 향상에 관한 제어 방법 등이 중요한 변수들로 대두되기 때문에, 석유 팬 히터의 토출부에 설치된 루버가 자동으로 상하좌우 움직일 수 있도록 기능을 추가하여 상하 온도차의 개선, 외기 온도의 변화 등에 따른 실내 환경 분포의 변화, 사용의 편리성

등을 고찰하는 연구와 냄새 저감화 연구가 추가로 진행되어야 한다고 본다.

## 참 고 문 헌

- 1) 梶本照男, 松井安次, “燃燒技術とその應用”, 三菱電機技報, Vol. 62, No. 4, pp. 46~51, 1988
- 2) 佐藤 稔 외 5인, “石油가스化 ファンヒーターの臭氣低減”, 三菱電機技報, Vol. 70, No. 6, pp. 88~92, 1996
- 3) 原 正規 외 4인, “石油ファンヒーターの快適制御”, 三菱電機技報, Vol. 64, No. 4, pp. 8~11, 1990
- 4) 大西茂樹, 菅原作雄, “石油ファンヒーターの暖感コントロール”, 三菱電機技報, Vol. 65, No. 8, pp. 36~40, 1991
- 5) 福野克哉, 塚原英行, “石油ファンヒーターの低騒音化”, 三菱電機技報, Vol. 65, No. 4, pp. 49~53, 1991
- 6) 任田保滿 외 4인, “石油ファンヒーターKD-336DS”, 三菱電機技報, Vol. 65, No. 8, pp. 30~35, 1991
- 7) 梶本照男 외 5인, “家庭用燃燒器の低NOx化”, 三菱電機技報, Vol. 65, No. 11, pp. 97~101, 1991
- 8) 石油燃燒機器 - 財團法人 日本石油燃燒機器保守協會
- 9) LG전자 서비스 기술교본 - 석유 FAN HEATER (HFN-451SN)