대한기계학회논문집(B) 제21권 제11호, pp. 1475~1484, 1997

〈논 문〉

스파크 점화기관의 순간열전달계수의 경험식 결정

한성빈* · 권영직** · 이성렬***

(1997년 2월 22일 접수)

Determination of Empirical Formula for Instantaneous Heat Transfer Coefficients in a S. I. Engine

Sung Bin Han, Young Jik Kwon and Songyol Lee

Key Words: Instantaneous Heat Transfer Coefficient(순간열전달계수), Empirical Formula(경험식), Heat Flux(열유속), Instantaneous Temperature(순간온도)

Abstract

A new empirical formula for instantaneous heat transfer coefficients was determined. The determination of this formula is in need for prediction of instantaneous value of heat transfer coefficients to analyze in more detail the time variation of heat transfer rate from gas to wall in combustion chamber of a spark ignition engine. As the result, following formula was determined.

$$h=687\ p^{0.75}\ U^{0.75}\ D^{-0.25}\ T^{-0.465}$$

$$U(\theta)=0.494\ V_p+0.73\times10^{-6}(1.35\ p\ dV/d\theta+V\ dp/d\theta)$$

Using this empirical formula, the instantaneous heat transfer coefficients of gas in the combustion chamber of spark ignition engine was predicted and compared with experimental values.

1. 서 론

기관 연소실에서의 열전달에 대한 연구를 시대별로 고찰한다면 이 시기까지의 연구들은 공간적으로 평균된 열전달계수에 대한 연구에 한정되고 있다. 그러나 과학기술의 발달로 보다 정확해진 실험 데이터를 바탕으로 하여 기관에서의 열전달에 대한 연구는 1970년 대에 접어들면서 공간 평균된 열전달계수의 결정에 그치지 않고 연소실의 국부적인 열전달현상을 규명하려는 노력으로 이어졌다.

Dent와 Sulaiman은 평판에서의 강제 대류 열전달에 관한 무차원화된 식을 제안했고, 그 관계식을 직접 분사식 디젤기관에 적용한 식을 제시하였다.[1]

최근에 들어서 1985년 Thomas Morel과 Rifat Keribar는 직접분사식 디젤기관에서 국부순간열전달률을 예측하는 이론모델을 세워 시간적, 공간적 변화에 대한 열전달계수를 구하였고, 열전달식의 모든 변수를 시간과 공간의 함수로 하여 식을 제시하였다.[2]

기관의 열전달 현상을 파악한다는 것은 공간적이고 시간적인 열전달률을 예측하고자 하는 것이 궁극적인 목표이겠지만, 아직은 공간평균된 열전달률에 관한 예측 조차도 신뢰할 수 있을 만한 연구는 없다. 따라서 최근 들어서도 공간적으로 평균된 순간열전달계수에 대한 실험식을 제안하는 연구들은

*회원, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology
**Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Central Florida
***성균관대학교 기계공학과

계속되고 있으며 1979년 Hohenberg의 연구와 1985년 Yosida, Asikari, Gomi의 연구결과가 발표된 바 있다.[3~5]

1985년 Yosida 등은 연소실 내의 난류유동에 대한 스케일을 나타내기 위해 대표속도를 피스톤 평균속도와 흡배기의 출입에 의한 속도의 합으로 나타내고, 온도의 항을 가스온도보다 연소실벽면의 온도에 좌우되는 것으로서 대류열전달계수를 예측하였다

열전달에 관한 연구를 시대적으로 고찰해볼 때 시간적, 공간적으로 평균된 열유동해석으로부터 국부순간 열전달 현상을 규명하기 위한 연구로 발전되어 왔다. 그리고 또한 연소가스의 상태량을 결정하기 위한 연소모델도 더욱 더 복잡해지고 있다. 그래서 최근의 열전달에 관한 연구는 국부순간 열전달 현상을 밝히기 위한 실험 및 해석으로 기울고 있다.

더욱이 기관에서의 열전달을 연구한 많은 연구자들이 각기 다른 기관 연소실 내의 대류열전달계수에 대한 경험식을 발표하였다. 그러나 이들 경험식들은 서로 다른 예측치를 보이고 있으며 실험치와도 차이가 있다. 경험식에 의한 예측치와 실험치와의 차이는 근본적으로 정확하지 못한 실험에서 나타날 수 있다. 따라서 정확한 실험을 하여 신뢰할 수 있는 실험 결과를 얻었다면 그에 맞게 적합한 이론을 도입하여 경험식을 구해야 한다.

본 연구에서는 과거에 발표된 경험식들이 어떻게 유도되었는지를 살펴보고, 이 가운데 역학적으로나 수학적으로 타당한 부분은 응용하고 그렇지 못한 부분에 대해서는 비판하여 이론적으로 잘 정립된 경험식을 만들고자 한다. 경험식을 만들기 위해서 우선 기관의 열전달계수에 대한 기본 이론을 살펴보고 차원해석을 통해 무차원화된 관계식을 이끌어낸다. 그리고 무차원 식에 열역학적 기본이론을 도입하여 경험식을 유도한다. 유도된 경험식은 상수를 포함하고 있으며, 이 상수는 실험결과를 사용하여 결정한다. 이때 열전달계수값은 실험값을 사용한다. 또한 이와같이 결정된 경험식을 사용하여 열전달계수를 예측하고 실험으로부터 얻어진 열전달계수와 비교 검토한다. 그리고 결정된 경험식의 적용범위와 오차범위를 추정해보며 경험식을 비평한다.

본 연구의 1단계에서는 실험으로부터 연소실 벽면의 온도와 임의 깊이의 온도를 계측하고, 2 단계에서는 벽면에서의 열유속과 연소실 내 가스온도를 계산하고 최종적으로 순간열전달계수를 구하며,[6,7] 3단계에서는 기존의 경험식들을 2 단계에서 얻어진 결과와 비교 검토하고 새로운 경험식을 결정한다. 3단계는 본 연구의 목표로서, 순간열전달계수의 경험식을 결정하는데 있다.

2. 기본 관계식

Table 1은 기관 열전달에 관한 경험식의 문헌연구이다.

차원해석을 통해 열전달계수의 관계식을 이끌어내는 방법은 Annand가 사용하였으며 Heywood도 이 방법을 인용하였다. 먼저 차원해석을 수행하기 위하여 열전달계수와 함께 관련된 모든 변수들을 포함시켜 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$f(h,\ B,\ S,\ y_1,\ y_2,\cdots,\ y_m,\ U,\ u_1,\ u_2,\cdots,\ u_m,\ k,\ \mu,\ c_p,\ \rho,\ \dot{q},\ N,\ \theta)=0 \quad (1)$$

사용된 변수들은 크게 나누어서 기관 형태에 관한 인자, 유동속도에 관한 인자, 열역학적 상태량 인자, 시간 인자들이다. 실린더의 직경 B와 행정 S 및 y_1-y_m는 기관형태에 관한 인자로서 포함되며, 특히 y_1부터 y_m은 공간요소로서 연소실의 형태에 의해 결정되는 인자이다. 가스속도 U와 u_1-u_m은 속도요소로서 가스속도 U는 대표속도이고 u_1부터 u_m은 연소실 내의 공간적인 속도성분들을 나타내는 것이다. k, μ, c_p, ρ, $\dot{q}$는 열역학적인 상태량 인자이다. 마지막으로 N과 θ는 시간 인자이다.

차원해석을 통해 식 (1)을 무차원화하면 다음과 같다.

$$F\left(\frac{h_c B}{k},\ \frac{\rho U B}{\mu},\ \frac{c_p \mu}{k},\ \frac{c_p T}{U^2},\ \frac{NB}{U},\ \frac{\dot{q}}{\rho C_p N T},\ \frac{S}{B},\ y_1,\cdots,y_m,\ u_1,\cdots,u_n,\ \theta\right)=0 \quad (2)$$

여기서 함수에 포함된 항들은 모두 무차원화된 것으로 첫번째, 두번째, 세번째 항은 각각 Nusselt, Reynolds, Prandtl 수이다. 네번째 항의 c_pT는 음속의 제곱에 비례하므로 Mach 수의 성질을 가지고 있다. 그러나 일반적으로 기관 연소실에서 마하수는 1보다도 훨씬 작은 값을 가지므로 네번째 항은 생략될 수 있다. 그리고 다섯째 항은, 속도를 피스톤 평균속도로 고려하여 U=2SN/60라

Table 1 Historical review of empirical formulae on engine heat transfer

Investigator	Year	Formula
Nusselt	1923	$q/A=5.24\times10^{-5}(1+0.38V_p)(p^2T)^{1/3}(T-T_w)$ $+2.06\times10^{-13}(T^4-T_w^4)$
Briling	1931	$q/A=5.24\times10^{-5}(2.15+0.056V_p)(p^2T)^{1/3}(T-T_w)$ $+2.06\times10^{-13}(T^4-T_w^4)$
Eichelberg	1939	$q/A=2.42(V_p)^{1/3}(pT)^{1/2}(T-T_w)$
Pflaum	1951	$q/A=K_1K_2\,F(V_p)(pT)^{1/2}(T-T_w)$ where, $F(V_p)=3\pm2.57[1-\exp\pm(1.50-0.127V_p)]$
Eiser	1954	$(Nu)=6.5(1+0.5)\frac{\Delta s}{C_p}[(Re)(Pr)]^{1/2}$
Chirkov and Stefanovski	1958	$(Nu)=const\times D^{5/12}(Re)^{1/2}$
Oguri	1960	$(Nu)=1.75\left(1+\frac{\Delta s}{C_p}\right)[(Re)(Pr)]^{1/2}$ $[2+\cos(\theta-20)]$
Overbye	1960	$\frac{q}{3600Ak_fT_i}=\left(\frac{V_p\rho_fC_{pf}}{k_f}\right)\left(\frac{0.26p}{\varepsilon p_f}-0.035\right)\times10^{-4}$ $+0.1\,\frac{p}{\varepsilon p_f}-0.02$
Annand	1961	$q/A=a\,k/D(Re)^b(T-T_w)+c(T^4-T_w^4)$ or $(Nu)=a\,(Re)^b$
Woschni	1967	$h=110\,D^{-0.2}\,p^{0.8}\,T^{-0.55}\,U_g^{0.8}$ where, $U_g=\left[C_1V_p+C_2\frac{V_dT_r}{p_rV_r}(p-p_m)\right]$ U_g : cylinder gas velocity
LeFeuvre et al.	1969	$q(r)=0.023\frac{k}{r}\left(\frac{\omega r^{20.8}}{\nu}\right)[T_g(r)-T_w(r)]$
Dent and Sulaiman	1977	ω : angular velocity with swirl flow r : combustion chamber head radius
Hohenberg	1979	$h=130\,V_c^{-0.06}\,p^{0.8}\,T^{-0.4}\,(V_p+1.4)^{0.8}$ V_c : cylinder volume [m^3]
Thomas M. Rifat K.	1985	$q(t,A)=h_g(t,A)\;[T_g(t,A)-T_w(t,A)]$ $h_g=1/2\;C_f\;\rho\;U_{eff}\;C_p\;P^{-2/3}$ $U_{eff}=(U_x^2+U_y^2+2k)^{1/2}$ $C_f=a(\rho\;U_{eff}\;\delta/\mu)^{-1/4}$
Yosida Asikari Gomi	1985	$h=6250\;U^{0.8}\;(P/Tr)^{0.8}$ $U=V_p+1.27\times10^{-4}\frac{1}{\rho}\;\frac{24N}{\pi D^2}\;\frac{dG}{d\theta}$ $Tr=(0.1\;T_g+0.9\;T_w)$ G : Inlet or exhaust gas weight ρ : Inlet or exhaust gas density

고 놓으면 B/S로 되므로 결국 기관 형태에 관한 인자로 된다. 그러나 이와같은 차원해석으로부터 열전달계수와 기관 형태에 관한 인자들과의 관계를 밝혀낸다는 것은 무리이며 따라서 기관형태 관련인자들을 생략한다. 그리고 연소실 내의 복잡한 유동을 공간속도성분으로 표현할 방법이 없으므로 속도성분도 생략한다.

최종적으로 식 (2)에서 남는 것은 Nusselt, Reynods, Plandtl 수 만이며 이들은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$Nu = a\ Re^m\ Pr^n \tag{3}$$

이와같이 차원해석을 통해 얻어진 식 (3)은 평판에서의 난류유동장 내 강제대류열전달에 관한 무차원 식과 같은 형태로서 Nusselt가 최초 기관의 열전달해석에 사용했던 것이다. 이와같은 식 (3)은 물리학적인 상사법칙을 적용하여서도 구할 수 있는 것으로, 결국 어떤 방법으로도 무차원화된 식 (3)을 유도해 내는 데에는 무리가 없다.

3. 경험식의 결정 및 검토

3.1 경험식의 구성

기관 연소실 내의 열전달계수를 표현할 수 있는 경험식을 만들기 위해 어떠한 형태로 경험식을 구성할 것이냐는 의문은 쉽게 해결된다. 물리학적 상사법칙을 적용하여 유도된 식 (3)으로부터 대류열전달계수에 관한 경험식의 형태를 이끌어낼 수 있다.

그러나 몇몇 연구자들은 이와같은 이론을 사용하지 않고 바로 관계식에 실험 변수들을 직접 포함시키거나, 기존의 관계식들이 공통적으로 포함하고 있는 열역학적 상태량들 만으로 관계식을 구성하기도 하였다.

Overbye는 발화운전과 모터링 운전 하에서 흡기관의 압력을 변수로 실험을 하여, 흡기관 내의 가스상태량과 압축비 등의 모든 실험변수를 순간열전달계수에 포함시킨 경험식을 구성하였다.[8] 그리고 Yosida는 기존의 경험식들을 고찰하여 기존의 식이 공통적으로 포함하고 있는 상태량인 속도, 압력, 온도의 지수항으로 나타냈다. 즉, 열전달계수식을 다음과 같이 구성하고, 기존 경험식들의 지수값을 조사하여 비교하였다.

$$h = \text{Const}\ U^a\ P^b\ T^c \tag{4}$$

Yosida의 관계식에서 열전달계수가 속도, 압력, 온도의 지수승으로 표현된 것은 일반적으로 경험식들이 포함하고 있는 항들을 나열한 것이다. 그러나 이와같은 식도 기본적으로 앞에서 유도되어진 식 (3)으로부터 이끌어져야 한다. 또한 Overbye의 식은 경험적으로 얻어진 결과에 치중하여 실험에 사용된 변수들을 포함한 것인데 이와같은 식에서도 역시 기본적인 열전달이론이 적용되어야 한다.

따라서 열전달계수에 대한 관계식은 식 (3)의 무차원식으로부터 유도되는 것을 사용할 것이다. 이것은 Annand, Woschni 등의 많은 연구자들이 기본식으로 채택하여 사용하고 있는 식이다.

식 (3)은 무차원수들의 관계식으로서 Nu는 열전달계수의 항을 포함하고 있고 Re는 유동속도를 무차원화하여 표현한 것이고 Pr는 열의 확산과 분자의 확산을 비로 나타낸 것이다. 여기서 프란틀 수, Pr은 동작유체가 가스의 경우엔 거의 일정하므로 상수항에 포함된다. 그러므로 식 (3)은 다음과 같이 된다.

$$Nu = a\ Re^m \tag{5}$$

$$Nu = hD/k \tag{6}$$

$$Re = \rho UD/\mu \tag{7}$$

식 (4)을 다시 쓰고 각 무차원수를 풀어서 좌변의 열전달계수 항에 대하여 식을 다시 정리하고 밀도 ρ를 상태방정식을 사용하여 대체하면 다음과 같다.

$$h = a\frac{k}{D}\left(\frac{\rho UD}{\mu}\right)^m = \left(\frac{a}{R^m}\right)\left(\frac{k}{\mu^m}\right)\left(\frac{p}{T}\right)^m U^m\ D^{m-1} \tag{8}$$

식 (8)을 전개하는 과정에서 밀도를 압력과 온도로 바꾸었으며 기체상수 R은 상수항에 포함시킨다. 식 (8)의 우변 전개항에서 점성계수 μ와 열전도계수 k는 밀도항에 비해 작으므로 생략하기도 하지만, 질소에 대하여 점성계수와 열전도계수는 다음과 같이 온도에 관한 비례식으로 나타낼 수 있다.

$$k \propto T^{0.75} \text{ and } \mu \propto T^{0.62} \tag{9}$$

그러면 식 (9)을 식 (8)에 대입하여 정리하면 다음의 식 (10)이 얻어진다.

$$h = a\ p^m\ U^m\ D^{m-1}\ T^{(0.75-1.62m)} \tag{10}$$

식 (10)를 살펴보면 열전달계수 h에 대한 경험

식으로서의 형태를 갖추었으며 압력 p, 속도 U, 특성 길이 D, 온도 T 등은 다음과 같은 값을 사용한다.[9]

3.1.1 압력 p

먼저 압력 p는 연소실 내에서 매 순간마다 압력 평형에 이르는 것으로 가정하여 실험으로부터 측정된 연소실 내의 압력을 사용한다.

3.1.2 온도 T

온도 T는 Annand와 Woschni, Eichelberg 등이 식에서 사용한 것처럼 상태방정식을 사용하여 구한 공간평균된 가스온도를 사용한다.

가스의 온도는 이미 공간적으로 평균된 값이므로 만일 벽면온도와 가스의 온도를 평균하여 사용하려면 가스의 온도는 평균치 온도보다 더 높아야 한다. 그리고 연소실 내 가스의 온도구배가 벽면 근처의 경계층에서 매우 크게 존재하지만, 가스로부터 벽면으로의 열전달은 벽면 근처의 경계층 내에서만 이루어지는 것이 아니라 연소실 내에서 균질한 가스 전체로부터 벽면으로 이루어지는 것이다. 따라서 이와같은 관점에서 Annand는 이상기체 상태방정식으로부터 구한 가스의 온도를 그대로 사용해야 한다고 제안하였다.[10]

본 연구에서는 이와 같은 Annand의 제안을 받아들여 상태방정식으로부터 구해진 공간평균된 가스온도를 사용한다.

3.1.3 특성 길이 D

특성 길이는 관류열전달의 경우엔 관의 직경을 나타내고 평판 상의 열전달의 경우엔 평판의 선단으로부터 경계층의 두께가 일정해지는 곳까지의 거리를 나타낸다.

기관 연소실에서의 열전달은 관류열전달도 아니며 평판에서의 열전달도 아니므로 기관 형태와 관련된 길이를 특성 길이로 취하게 된다. 기존의 경험식들에서 대부분의 경우에 있어서는 특성 길이로 실린더 직경을 사용하였다. 이것은 연소실의 형태나 스퀴쉬의 유무, 실린더직경/행정 비 등의 인자와 열전달계수의 관계가 명확히 밝혀져 있지 않은 상황에서 어쩔 수 없는 귀결로 보인다. 따라서 본 연구에서는 특성 길이로 연소실의 직경을 사용한다.

3.1.4 유동속도 U

마지막으로 속도 U를 어떻게 취할 것인가에 대해서는 매우 신중히 고려해야 한다. 그 이유는 식(4)에서 바로 가스의 유동속도가 레이놀즈수에 매우 큰 영향을 미치는 값임에도 불구하고 명확하게 밝혀져 있지 않기 때문이다. 그렇기 때문에 선행연구자들의 경험식에서 이 가스속도의 항은 각기 매우 다른 값들을 취하고 있다.

Table 2는 여러 연구자들이 열전달계수식에 사용한 가스속도항을 정리한 것이다. 이 가운데 Dent와 Sulaiman이 사용한 속도는 디젤기관의 스월실에서 강한 스월이 존재하여 연소실의 중심으로부터 ω의 각속도로 가스가 회전하는 경우이다.[11] 이처럼 연소실 내의 가스유동이 단순하게 표현될 수 있는 극단적인 경우를 제외하고는 연소실 내의 가스유동 속도를 수식으로 표현한다는 것은 어렵고, 그래서 거의 모든 연구자들이 가스속도를 피스톤 평균속도인 Vp로 나타내려고 하였다. Eichelberg, Elser, Annand, Oguri 등은 가스속도를 그대로 피스톤 평균속도로 취하였다. 그러나 이와같이 가스속도를 피스톤 평균속도로 직접 취하거나

Table 2 Gas velocity in combustion chamber

Researcher	U(gas velocity)
Eichelberg Elser Annand Oguri	V_p
Nusselt	$1+0.38\ V_p$
Briling	$2.15+0.056\ V_p$
Pflaum	$3\pm2.57[1-\exp\pm(1.50-0.127V_p)]$
Woschni	$C_1V_p+C_2\frac{V_dT_r}{P_rV_r}(p-p_m)$
Dent and Sulaiman	$r\omega$ ω : angular velocity with swirl flow r : combustion chamber head radius
Hohenberg	$1.4+V_p$
Yosida, Asikari, and Gomi	$V_p+1.27\times10^{-4}\frac{1}{\rho}\frac{24N}{\pi D^2}\frac{dG}{d\theta}$ G : Inlet or exhaust gas weight ρ : Inlet or exhaust gas density

V_p : piston mean speed ($=2SN/60$)

Nusselt, Briling, Hohenberg의 식처럼 피스톤 평균속도에 선형적인 것으로 취한다면, 순간열전달계수에 영향을 미치는 가스속도를 크랭크 각도 변화에 따라서 일정한 것으로 가정한 것이다.

가스의 유동속도가 한 사이클 동안 일정한 것으로 가정한다면 시간평균된 열전달계수는 비교적 잘 예측될 수 있을 것이다. Fig. 1은 여러 연구자들의 경험식을 사용하여 구한 시간평균된 열전달계수를 실험치와 비교한 것으로서 Yosida 등의 결과를 제외하고는 다른 결과들은 비교적 실험치와 잘 맞는 결과를 보여준다. 그러나 가스의 유동이 크랭크 각도 변화에 따라서 한 사이클 동안에 변한다는 것은 이미 잘 알려져 있고, 가스교환이 이루어지는 기간과 연소과정중에 가스속도는 증가한다. 따라서 순간열전달계수를 예측하기 위해서는 가스속도항에 시간변화가 고려되어야 한다.

경험식에서 가스속도항에 시간변화를 고려해 넣은 연구자들은 Woschni와 Yosida 등 이다. Yosida 등은 흡배기과정 중에 흡배기구를 통과하여 출입하는 가스유동률을 속도항에 고려해 넣었다. Woschni는 연소과정 중에 밀도변화에 의해 가스가 유동하는 것으로 가정하여 모터링 압력에 대해 발화운전 시의 압력 상승분을 속도항에 포함시켰다.

이 가운데 Yosida의 식은 흡배기과정 중의 순간 가스속도를 고려한 것이다. 그러나 그는 흡배기 과정에서의 가스속도 변화만을 고려하였을 뿐 연소과정은 고려하지 않았다. 그렇기 때문에 그의 식에서 가스교환과정을 제외한 압축 및 팽창과정 중 두번째 항은 0이되고 결국 피스톤 평균 속도 V_p와 같게 된다. 따라서 Yosida의 식도 연소기간 중 가스속도의 순간변화를 고려하지 않고 있다.

Yosida와는 다르게 Woschni의 식은 연소기간 중에 가스속도의 증가량을 고려해 넣었다. Woschni는 먼저 시간평균된 가스유동속도는 피스톤 평균속도에 비례한다고 가정하였다. 이와같은 가정은 기존의 열전달계수 경험식에서 채용된 가정으로, 피스톤속도를 가스속도로 취한 열전달계수의 시간평균치가 Fig. 1에서 보는 바와 같이 잘 일치하고 있으므로 타당하다고 보아도 좋을 것이다.

Table 2에 나타내어진 Woschni의 식에서 보는 바와 같이 첫번째 항은 피스톤 평균속도의 항이고, 두번째 항에서 $T_r/(p_r V_r)$는 압축 초기나 흡기밸브 닫히는 시기의 온도, 압력, 체적으로서 이것은 일반가스상수로 대체될 수 있을 것이다. 그러면 두번째 항은 결국 모터링 압력에 대한 발화운전 시의 압력상승분을 고려해 넣은 것이다. 이와같이 연소기간 중의 가스속도의 증가량을 고려해 넣으므로써 Woschni의 식은 열전달계수의 시간변화를 잘 반영할 것 같지만, Fig. 2에서 보는 바와 같이 Woschni의 식도 다른 경험식처럼 실험치와는 차이를 보이고 있다. 그리고 Fig. 3에서 보는 바와 같이 Woschni 식으로부터 계산된 값과 실험치의 순간적인 변화에 차이가 있음을 알 수 있다. 그러므로 Woschni의 식을 그대로 사용하기에도 어려움이 있다.

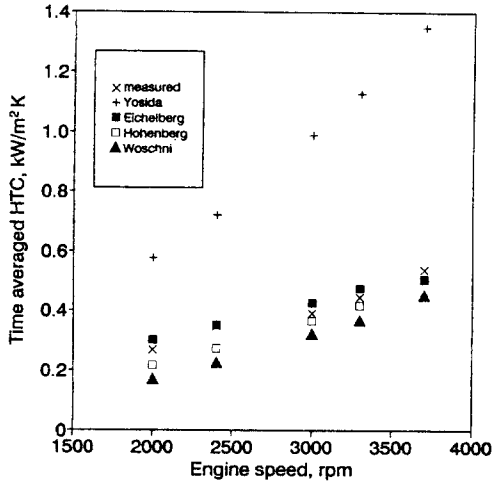

Fig. 1 Time averaged heat transfer coefficients, which are measured and predicted with some formulae

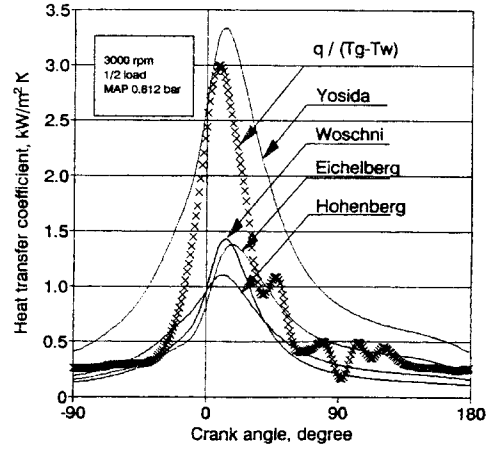

Fig. 2 Comparison of heat transfer coefficients, which are measured and predicted with some formulae

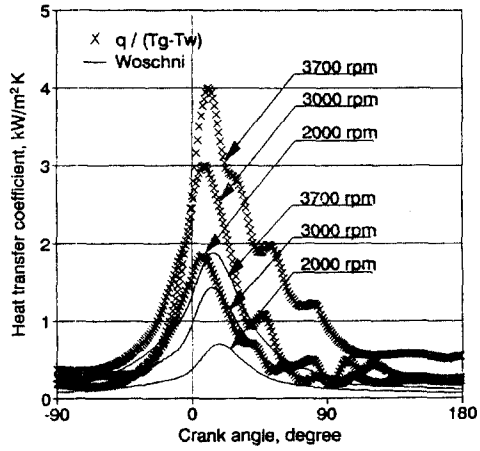

Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficients, which are measured and predicted with Woschni's formulae

하지만 Woschni의 가정 가운데 다음의 가정은 받아들여서 사용한다.

가. 시간평균된 가스속도는 피스톤평균 속도에 비례한다.

나. 연소기간 중에 가스속도는 피스톤 평균속도와 연소에 의한 증가분의 합으로 표현된다.

연소기간 중의 가스속도의 변화는 근본적으로 연소 중의 화학반응에 의해 국부적으로 밀도 차이가 생겨 분자가 확산하여 발생하는 것이다. 따라서 본 연구에서는 연소기간 중 가스속도의 증가를 가스의 화학반응에 의한 열발생량 증가에 기인한 것으로 가정한다. 이와같은 가정 하에 가스속도 U를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$U=\text{Const}\ V_p+C(k\ p\ dV+V\ dp) \qquad (11)$$

이 식은 연소실 내의 순간가스속도를 대표하고 있는 것이다. 그러나 현재 내연기관 연구분야에 있어서 연소실 내의 순간가스속도에 대한 신뢰할 수 있는 식이 없으며 식을 구성한다는 것도 매우 힘든 일이다. 따라서 식 (11)은 이론적인 뒷받침은 부족하지만 경험적으로 순간열전달계수를 구하기 위한 식으로 사용한다.

따라서 이상에서 결정된 압력, 온도, 특성 길이, 가스속도를 사용하여 식 (10)는 최종적으로 다음과 같은 식으로 만들어 진다.

$$h=C_1\ p^m\ U^m\ D^{m-1}\ T^{(0.75-1.62m)}$$
$$U=C_2\ V_p+C3(k\ p\ dV+V\ dp) \qquad (12)$$

3.2 상수의 결정

식 (12)에서 결정되어야 할 항은 지수 m 및 상수 C_1, C_2, C_3이다.

이 가운데 지수 m은 식 (5)의 Nusselt 수와 Reynolds 수의 관계에서 밝혀져야 할 값이다. 그런데 식 (4)를 기본식으로 채용한 많은 경험식들에서 이 지수 m의 값은 서로 다르게 취해졌다.[12,13]

m=0.5 Else, Chirkov, Oguri
m=0.7 Annand, Sitkei
m=0.75 Taylor and Toong
m=0.8 Woschni, Knight, Hassan

일반적으로 난류유동장의 강제대류에 대해서 지수 m값은 0.7~0.8의 값을 가지는 것으로 알려져 있다. 이와같은 값은 기관의 연소실에 식를 적용할 경우에도 크게 달라질 것으로 생각되어 지지는 않는다. 그렇기 때문에 위에서 정리하여 놓은 것처럼 Elser와 몇몇 연구자를 제외하고, 여러 연구자들은 지수 m의 값을 0.7에서 0.8 사이의 값으로 취하고 있다. 그런데 이 가운데 비교적 많은 실험을 통해 지수 값을 결정한 사람은 Taylor와 Toong이다.

Taylor와 Toong은 Nusselt와 Reynolds, 두 무차원 수의 지수관계를 밝히기 위해 서로 다른 19개 기관에서 실험을 수행하였으며 그 결과는 Fig. 4와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 CI 기관의 경우가 SI 기관보다 조금 크지만 그 기울기는 거의 같다. 그들은 이 선도에서 지수 m 값을 0.75로 취하였다.

Taylor와 Toong의 실험은 비교적 많은 기관에서 수행되었으며 그 결과도 직선상에서 많이 산포되어 있지 않는 것으로 보아 신뢰할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 지수 m 값을 Taylor와 Toong의 실험 결과를 사용하여 0.75의 값으로 취한다.

지수 m값이 결정되면 다음과 같은 식 (13)를 얻는다.

$$h=C_1\ p^{0.75}\ U^{0.75}\ D^{-0.25}\ T^{-0.465}$$
$$U=C_2\ V_p+C_3(1.35\ pdV+Vdp) \qquad (13)$$

식 (13)에서 C_1은 시간평균된 열전달계수를 사용하여 결정할 수 있다. 그리고 C_2 및 C_3는 가스속도식에 포함되어 있으므로 가스속도와 열발생률을 나타내는 $1.35\ pdV+Vdp$ 값을 사용하여 결정할 수 있다.

우선 C_1을 결정할 때 시간평균된 열전달량을 계

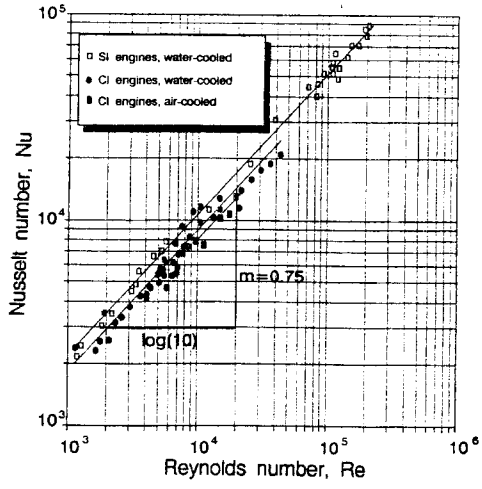

Fig. 4 Nusselt number vs. Reynolds number by the result of Taylor and Toong's experiments

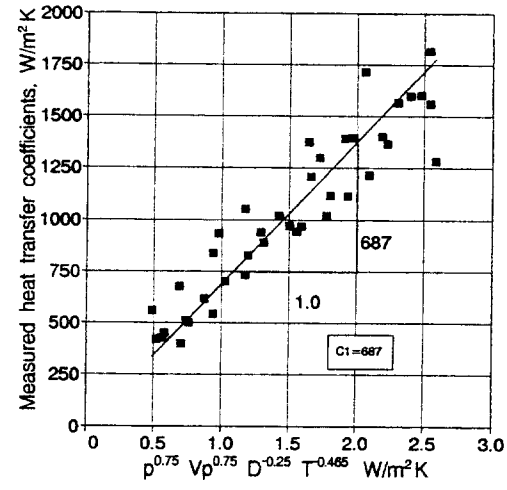

Fig. 5 Comparison of the measured heat transfer coefficients and the calculated value by authors

산하기 위해서는 가스속도의 항에 단지 시간평균된 가스속도만을 사용하면 된다. 그러므로 두번째 가스속도의 항은 피스톤평균속도로 놓는다. 그러면 계산되어질 우변의 식은 다음과 같이 정리된다.

$$h = C_1 F$$
$$F = p^{0.75} V_p^{0.75} D^{-0.25} T^{-0.465} \quad (14)$$

식 (14)에서 C_1은 열전달계수 h에 대한 F 값의 비례상수이다. 따라서 C_1은 두 값 h와 F를 그래프 상에 나타내고 그 기울기를 구하여 결정한다. Fig. 5는 이 두 값을 종축과 횡축에 나타낸 그래프이다. 그림에서 보는 바와 같이 F값의 증가에 대해서 열전달계수는 거의 직선적으로 변화하고 있다. 따라서 두 값의 관계가 선형적이라고 보면 최소자승법을 사용하여 기울기를 구할 수 있다. 이 기울기 값이 바로 C_1 상수의 값으로서 C_1은 687로 결정한다.

상수 C_2 및 C_3의 결정은 피스톤평균속도와 1.35 $pdV+Vdp$의 값을 비교하여 구한다. 가정에서 피스톤평균속도는 가스속도의 시간평균치에 비례한다고 하였으므로 식 (13)의 가스속도항은 다음과 같이 놓을 수 있다.

$$\bar{U} = C_2 \; Vp + C_3/720 \sum^{720} (1.35 \; pdV + Vdp)$$
$$\bar{U} - C_2 \; V_p = C_3/720 \sum^{720} \Sigma (1.35 \; pdV + Vdp)$$

$\bar{U} \approx V_p$이면

$$V_p(1-C_2) = C_3/720 \sum^{720} (1.35 \; pdV + Vdp)$$

$$V_p = C_3/(1-C_2) \; 1/720 \sum^{720} (1.35 \; pdV + Vdp) \quad (15)$$

식 (15) 식에서 $C_3/(1-C_2)$는 상수항이므로 간단히 표시하면

$$V_p = C_4 \; H$$
$$H = 1/720 \sum^{720} (1.35 \; pdV + Vdp) \quad (16)$$

식 (16)에서 상수 C_4는 피스톤평균속도에 대한 H 값의 비례상수이다. 따라서 C_4는 두 값 V_p와 H를 그래프 상에 나타내고 그 기울기를 구하여 결정한다. Fig. 6은 이 두 값을 종축과 횡축에 나타낸 그래프이다. 그림에서 보는 바와 같이 H 값의 증가에 대해서 피스톤평균속도는 거의 직선적으로 변화하고 있다. 따라서 두 값의 관계가 선형적이라고 보면 최소자승법을 사용하여 기울기를 구할 수 있다. 구하여진 기울기의 값은 1.44×10^{-6}이다.

이와같이 상수를 결정하고 식 (15)를 정리하면 다음과 같은 경험식을 최종적으로 결정할 수 있다.

$$h = C_1 \; p^{0.75} \; U^{0.75} \; D^{-0.25} \; T^{-0.465} \quad (17)$$
$$U(\theta) = C_2 \; V_p + C_3(1.35 \; pdV/d\theta + V \; dp/d\theta)$$
$$C_1 = 687$$
$$C_2 = 0.494$$
$$C_3 = 0.73 \times 10^{-6}$$

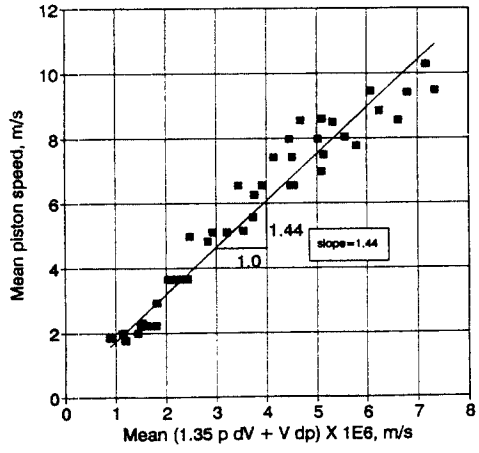

Fig. 6 Comparison of the mean piston speed and the calculated mean value of (1.35 pdV+Vdp)

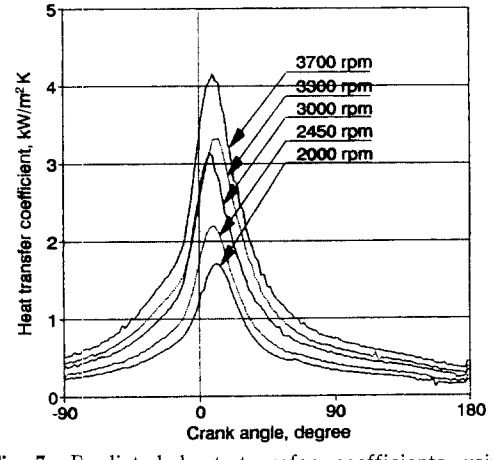

Fig. 7 Predicted heat transfer coefficients using author's formula

3.3 결과와 고찰

Fig. 7은 (17)과 같이 결정된 식을 사용하여 구한 열전달계수를 2000 rpm, 2450 rpm, 3000 rpm, 3300 rpm, 3700 rpm의 5단계 기관회전수에 대하여 실험한 결과이다. 또한 결정되어진 경험식으로부터 계산된 결과와 실험치를 비교하기 위하여 나타낸 그림이 Fig. 8이다. 그림에서 보는 바와 같이 실험치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이것은 경험식으로부터 계산된 열전달계수가 한 사이클 동안의 시간변화에 대한 실험치와 연소기간 중에 잘 부합되는 결과임을 알 수 있다.

그리고 식에서 구해진 결과와 실험치의 시간평균된 값은 Fig. 5에서 구해진 결과이므로 결국 식에 의해 구해진 결과들은 그림의 직선 상에 존재하게

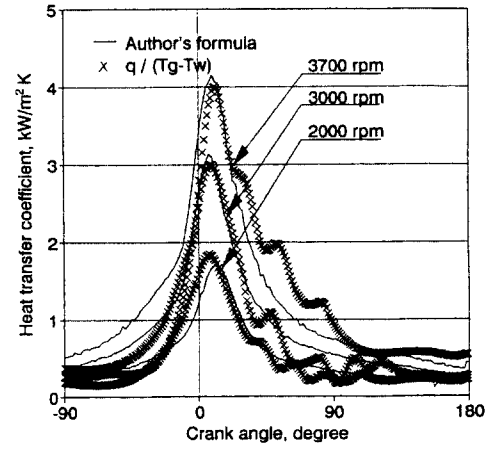

Fig. 8 Comparison of predicted heat transfer coefficients and measured data

된다.

이상의 결과와 경험식의 유도과정에서 포함된 가정으로부터 식 (17)의 에러범위 등을 추정해 본다면 다음과 같다.

(1) 식 (17)에 의해서 예측된 열전달계수의 시간평균된 값은 결국 Fig. 6와 같이 직선 상에서 데이터들이 벗어나고 있는 만큼의 실험치와의 차이는 가질 수 있다.

(2) 한 사이클 동안의 시간변화에 대한 가스속도의 변화량은 흡배기과정 중에는 무시되었으며 연소구간에만 고려되었으므로 흡배기과정 중의 열전달계수는 실제보다 작게 예측되었다.

그러나 시간평균된 데이터의 실험치는 실험시의 오차가 포함되므로 항상 같은 값으로 측정될 수는 없는 것이며 실험에 따라서 나타나는 정도의 차이는 가질 수 있는 것으로 생각된다. 따라서 (1)에서 언급한 시간평균치에 대한 오차는 피할 수 없는 것이다.

그리고 (2)에서 언급된 것처럼 흡배기과정 중에 열전달계수가 작게 예측되더라도 연소구간 중의 순간열전달계수 값이 비교적 잘 일치하고 있다. 이것은 통상 기관의 연소실에서 대부분의 열전달이 연소구간 중에 이루어지고 있음을 고려해 볼 때 흡배기과정보다 연소과정 중에 순간열전달계수 값을 잘 일치시키는 편이 더 낫다고 볼 수 있다. 따라서 식 (17)은 연소구간 중의 열전달계수 값을 나타내기 위해서는 적합한 식이라고 생각된다.

4. 결 론

순간열전달계수 경험식들을 사용하여 연소실 벽면의 순간열전달계수 값을 예측하고, 이 값들과 실험으로 측정된 순간열전달계수 값을 비교하였다. 그 결과 시간평균된 값은 비교적 실험치와 잘 일치하였다. 그러나 한 사이클 동안의 순간열전달계수 값은 차이를 보였다. 이 차이는 예측치와 실험치 사이에도 나타났고 예측치들 간에도 차이가 있었다. 이와같은 점을 고찰해 볼 때, 과거에 발표되어진 경험식들이 비교적 시간평균된 값은 잘 예측하고 있으나 순간 값은 잘 예측하지 못한다는 것을 알 수 있었다.

따라서 과거의 경험식들을 고찰하고 유도된 과정과 사용된 이론을 살펴본 결과, 과거의 경험식들은 연소실 내 가스속도의 시간 변화량을 고려해 넣지 못하므로써 열전달계수의 순간 값과 차이를 나타내었다. 그러므로 순간열전달계수를 잘 예측하기 위해서는 경험식에 가스속도의 시간변화치를 고려해야 한다는 것을 알 수 있었다.

이와같이 구성된 열전달계수의 경험식은 실험으로부터 열전달계수의 실험치와 비교하여 상수를 결정하였다. 결정된 경험식은 다음과 같다.

$$h=687\ p^{0.75}\ U^{0.75}\ D^{-0.25}\ T^{-0.465}$$

$$U(\theta)=0.494\ V_p+0.73\times10^{-6}\ (1.35\ p\ dV/d\theta+V\ dp/d\theta)$$

결정된 경험식으로부터 연소실 내의 가스순간열전달계수를 예측하고 비교해 본 결과 비교적 잘 일치하였다.

참고문헌

(1) Dent, J. C. and Sulaiman S. J., 1977, "Convective and Radiative Heat Transfer in a High Swirl Direct Injection Diesel Engine," *SAE paper* 770407, SAE Transaction Vol. 86.

(2) Thomas, M. and Rifat, Keribar, 1985, "A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers," *SAE paper* 850204, pp. 2.77～2.93.

(3) Günter, F. Hohenberg, 1979, Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations," *SAE paper* 790825, pp. 61～80.

(4) 吉田正武, et al., 1985, "4サイクルガソリン機關の冷却損失に關する研究," 日本機械學會論文集 (B編), 52卷, 480號, pp. 3091～3097.

(5) 針谷安男, 大八木重治, 若月祐之, 吉田正一, 1985, "小形直接噴射式ディーゼル機關におけるピストン表面の瞬間熱流束," 日本機械學會論文集 (B編), 52卷, 478號, pp. 2503～2508.

(6) Han, S. B., Lee, N. H. and Lee, S. Y., 1996, "A Study on the Unsteady Temperature Field of Combustion Chamber Wall in a Turbocharged Gasoline Engine," *KSME Journal*, Vol. 10, No. 4, pp. 518～525.

(7) 한성빈, 이내현, 이성열, 1994, "터보과급 가솔린 기관의 열유동 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집 제18권 제11호, pp. 3046～3056.

(8) Kaznjevic, M, 1975, *Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*, Hemisphere Publishing Corporation.

(9) Heywood, John B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.

(10) Annand, W. J. D, 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proceeding of the Institution Mechanical Engineers*, Vol. 177, No. 36, pp. 973～990.

(11) Thomas, Morel et al., 1987, "Effect of Speed, Load, and Location on Heat Transfer in a Diesel Engine-Measurements and Predictions," *SAE paper* 870154, pp. 4.54～4.65.

(12) Sitkei, G., 1973, "Heat Transfer and Thermal Loading in Internal Combustion Engines," *A kadēmiai kiadó*, Budapest, Hungary, pp. 59～70.

(13) Kalel, M and Watson, N., 1979, "Heat Transfer in the Indirect Injection Diesel Engine," *SAE paper* 790826, pp. 81～94.