

<논문> SAE NO. 96370013

6기통 압축착화 기관의 단일 영역 열방출량 계산

An One-zone Heat Release Analysis of a 6 Cylinder Compression-Ignition Engine

신 범 식*, 이 석 영**, 전 광 민***
B. S. Shin, S. Y. Lee, K. M. Chun

ABSTRACT

An one-zone heat release analysis was studied for a 6 cylinder direct injection compressionignition engine. The heat transfer constants in this analysis were calibrated to match the measured fuel energy at 1,000 rpm full load, which was the fuel mass multiplied by the fuel's heating value. The integrated gross heat release values were close to the measured fuel energy at various full load operating conditions. The combustion inefficiency from this calculation was proportional to the smoke of exhaust gas.

주요기술용어 : One-zone heat release(단일 영역 열방출법), Energy balance(열역학 제1법칙), Compression-Ignition engine(압축착화 기관), Direct injection(직접 분사식) Specific heat ratio(비열비)

1. 서 론

압축착화 기관에서는 흡입 과정에 의해 실린더 내로 들어온 공기가 그 전 사이클로부터 남겨진 연소 가스와 혼합된 후 피스톤에 의해 압축된다. 피스톤이 거의 상사점에 도달했을 때 연료가 분사되고 고온의 실린더 내 가스에 의해 연료가 착화되며 그 후 화염 전파에 의해 연소된다. 이 때

방출되는 에너지에 의해 연소실 내 가스의 내부 에너지가 증가하고 온도와 압력이 상승하게 되며 높은 압력이 피스톤에 작용하여 일이 발생한다. 이 일을 최대로 하려면 연소가 적절한 시기에 일어나서 실린더 내 압력과 부피 변화의 곱의 적분이 크도록 해야 한다. 이와 같이 출력을 결정하는 중요한 값인 실린더 내 압력 자료로부터 실린더 내부에서 방출되는 열량을 계산하고 연소 속도를 분석함으로써 내연기관을 진단하는 것을 열방출량 계산법(Heat release analysis)이라 한다.^{1)~5)} 이 계산법을 이용하여 연소 특성을 해석할 수 있을 뿐 아니라 측정된 실험 자료들의 신

* 현대자동차
** 해군사관학교
*** 정희원, 연세대학교

빙성을 검토할 수 있다.

이와 같은 실린더 내 압력 자료로부터 연소를 해석하는 방법에 대한 연구는 오랫동안 계속되어 왔다. 열방출량 계산법에는 실린더 내부의 상태를 미연(Unburned), 기연(Burned)가스로 구분하지 않고 균일한 물성치로 간주하여 계산하는 단일 영역 모델(One-zone model), 실린더 안의 가스를 미연과 기연 가스로 구분하여 각각의 물성치를 계산한 2 영역 모델, 여기에 경계층을 고려한 3 영역 모델 열방출량 계산법이 있다. 단일 영역 열방출량 계산법은 다영역(2영역, 3영역, Multi-zone)모델에 비하여 간단하며 계산속도가 매우 빠르다. 계산의 간단함에 비해서 신뢰성이 높아 유용하게 사용된다. 1930년도에 Rassweiler와 Withrow¹¹⁾는 스파크 점화기관에서 실린더 내에 압력과 부피로부터 질량연소비(Mass fraction burned)를 계산하는 간단한 방법을 개발하였으며 이 방법은 오늘날에도 사용되고 있다. 그들은 분석을 통하여 주어진 크랭크각 사이에서 실제 압력차이를 연소에 의한 압력 증가분과 실린더 내 부피 변화에 따른 압력 변화의 합으로 가정하고 단위 크랭크각에서의 연소된 연료량을 연소에 의한 압력 증가분에 비례한다고 생각하였다. 그러나 이 방법은 너무 간단하여 열전달, 미연가스 영향 등을 따로 고려할 수 없다.

열역학 제1법칙에 기초를 두고 있는 열방출량 계산법은 단일 영역과 2영역으로 나누어 계산하는 방법이 있는데 압력의 변화로부터 직접 에너지의 변화량을 계산할 수 있는 장점이 있다. Borman과 Krieger¹²⁾는 2영역 열방출량 계산법을 이용하여 스파크 점화기관과 디젤 기관에 대하여 각각 열방출량 계산을 실시하였다. 이들은 실린더 내 물질의 열역학적 특성을 정밀하게 계산하여 열방출량 계산에 이용하였다. 이 방법은 상대적으로 정확하나 열전달 계산시 열역학적 물성치, 열전달 면적, 틈새영역 등을 미연, 기연상태에 따라 각각 계산함으로써 시간이 오래 걸리고 걸리는 시간에 비례한 정밀도를 확신할 수 없다.

단일 영역 열방출법은 수식이 단순함과 계산 시간의 절감에 비해 신뢰도가 높다. 스파크 점화기관의 단일 영역 열방출계산은 Gatowski¹⁾, 전광민⁶⁾, Cheung¹⁴⁾ 등에 의해 연구되어졌다.

본 논문에서는 단일 영역 열방출량 계산법을 압축착화 기관에 적용하고 이를 이용하여 압력을 해석하였다.

2. 단일 영역 열방출량 계산 이론

2.1 엔진 연소실 모델

Fig.1과 같은 검사체적에서 열역학 제1법칙을 적용하면²⁾

$$dU = \delta Q - \delta W + \sum h_i dm_i \tag{1}$$

단일 영역으로 가정하면 $U = C_v m T$, $\delta Q = \delta Q_{ch} - \delta Q_{ht}$, $\delta W = p dV$ 이다. 이 식들을 (1)식에 대입하여 정리하면

$$\delta Q_{ch} = C_v dm T + C_v m dT + \delta Q_{ht} + p dV - \sum h_i dm_i \tag{2}$$

실린더 내 기체운동을 이상기체식으로 표현할 때 다음식을 얻는다.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dv}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \tag{3}$$

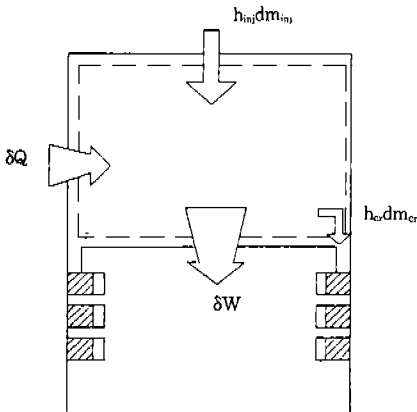


Fig.1 Control volume inside an engine cylinder

(3)식과 $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1 + \frac{R}{C_v}$ 을 (2)식에 대입하면

$$\delta Q_{ch} = \frac{\gamma}{\gamma-1}pdV + \frac{1}{\gamma-1}Vdp + \delta Q_{ht} - \sum h_i dm_i$$

즉,

$$\delta Q_{ch} = \frac{\gamma}{\gamma-1}pdV + \frac{1}{\gamma-1}Vdp + \delta Q_{ht} - (h_{in}dm_{in} - h_{cr}dm_{cr}) \quad (4)$$

연소시 방출되는 화학에너지 δQ_{ch} 는 압력에 의한 오른쪽 두항과 열전달량 δQ_{ht} , 연료 분사에 따른 에너지 $dm_{in}h_{in}$, 틈새부피에 대한 에너지 $dm_{cr}h_{cr}$ 의 합으로 나타난다.

2.2 열전달 모델

열전달 모델은 아래 식과 같은 Woschni가 제안한 식을 기본으로 하였다.^{11),13)}

$$h = 131 \frac{C_1}{B^{0.2}} p^{0.8} T^{-0.53} W$$

$$W = 2.28(U_p + 3.4 \times 10^{-3} C_2 \frac{V_{disp}}{V_{ivc}} (p_f - p_m) \times T_{ivc}) + \frac{2.28\omega\pi NB}{60}$$

$$A = A_{cylinder} + A_{diston} + A_{clearance Vol.}$$

$$\frac{\delta Q_{th}}{dt} = hA(T - T_w)$$

U_p : mean piston speed

V_{ivc} , P_{ivc} , T_{ivc} : Volume, Pressure and Temperature at intake valve closure

P_f : firing pressure, P_m : motoring pressure, N : RPM, ω : swirl ratio, B : bore

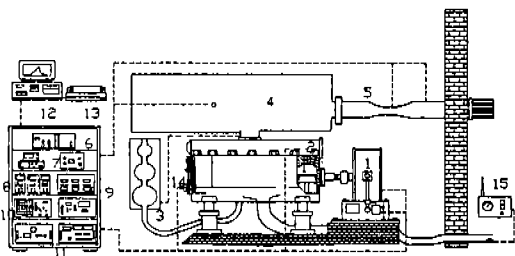
C_1, C_2 : heat transfer coefficient A : heat transfer area, T_w : cylinder wall temperature

2.3 틈새 모델

여기서 틈새는 피스톤과 실린더 벽 사이의 영역만을 고려한다. 틈새에 의한 손실은 실린더와 벽 사이로 빠져나가는 블로우 바이(Blow-by)에 의한 손실과 틈새 사이에 혼합기가 끼여 있는 손실이 있다. 여기서는 상대적으로 작은 블로우 바이에 의한 손실은 무시했다. 틈새 사이에 혼합기가 끼여 있을 때는 틈새 압력이 실린더 내 압력과 같고 온도는 실린더 벽면의 온도와 같다는 가정으로 다음 식을 얻는다.

$$m_{cr} = pV_{cr}/(RT)_w$$

$$dm_{cr} = [V_{cr}/(RT)_w]dp$$



1.Dynamometer 2.Pressure transducer 3.Fuel meter 4.Surge tank 5.Venturi 6.Trigger box 7.Digital manometer 8.Charge amplifier 9.Temp. indicator 10.Oscilloscope 11.Dynamometer controller 12.PC 13.Printer 14.Rotary encoder 15.Smoke tester

Fig.2 Schematic diagram of experimental equipment

Table 1 Engine specifications

Type	Direct injection, 6 cylinder watercooling
Induction type	Natural aspiration
Displacement volume	7543cc
Compression ratio	17.5
Cylinder bore x Stroke	118 x 115mm
Combustion chamber type	Reentrant type
Maximum torque	495Nm at 1,400 rpm
Maximum power	124kw at 2,200rpm

3. 실험 장치

Fig.2와 같이 디젤 엔진과 자료취득 장치를 설치하였다. 360° Rotary Encoder를 설치하여 트리거 신호로 이용했고 공기는 벤츄리를 만들어 보정하여 측정하였고 연료는 부피식으로 측정하였다. 압력센서는 Kistler사의 모델 6067B를 사용하고 1Mhz A/D board로 압력을 취득하였다.

4. 실험결과

4.1 압력 자료의 미분과 필터링

취득한 압력 신호를 연소가 급격히 진행되는 구간을 제외하고 주위 5점 평균하는 방법으로 필터링을 했다. 급격 연소 구간에서는 이 방법이 연소 고유의 신호를 약화시키는 결과를 가져올 수 있다. 이에 피크치가 많이 나타나는 크랭크각 350° - 380° 사이에서는 아래 식과 같이 자체 값에 가중치를 두어 평균하였다. 필터링한 압력 값은 three degree Lagrangina polynomial을⁸⁾ 이용하여 미분하였다.

$$p_{\theta} = \frac{p_{\theta-2} + p_{\theta-1} + p_{\theta} + p_{\theta+1} + p_{\theta+2}}{5}$$

(0° ≤ θ ≤ 350°, 380° ≤ θ ≤ 720°)

$$p_{\theta} = \frac{p_{\theta-1} + 4 \times p_{\theta} + p_{\theta+1}}{6}$$

(350° < θ < 380°)

4.2 모터링 압력

압력 자료 취득장치 신뢰도를 검증하기 위해 logp-logv 그래프를 그려보고 PVⁿ=constant의 n값이 압축과정과 팽창과정에서 1.25에서 1.35 사이인가를 보는 방법이 쓰이고 있다.⁷⁾ 이 압력 자료의 압축과 팽창과정에서는 n이 각각 1.32, 1.29로 압력 자료 취득이 제대로 이루어지고 있음을 확인하였다.

Table 2 Specific heat ratio at combustion & expansion⁶⁾

ϕ	combustion process			Expansion process
	3%	18%	33%	
0.4	1.312			1.343 - 3.653x10 ⁻⁵ T
0.7	1.290			1.290 - 1.200x10 ⁻⁵ T
0.9	1.282	1.280	1.280	1.289 - 1.523x10 ⁻⁵ T
1.0	1.280	1.275	1.275	1.282 - 1.349x10 ⁻⁵ T
1.1	1.283	1.283	1.283	1.302 - 2.213x10 ⁻⁵ T
1.2	1.291	1.293	1.298	1.299 - 1.885x10 ⁻⁵ T

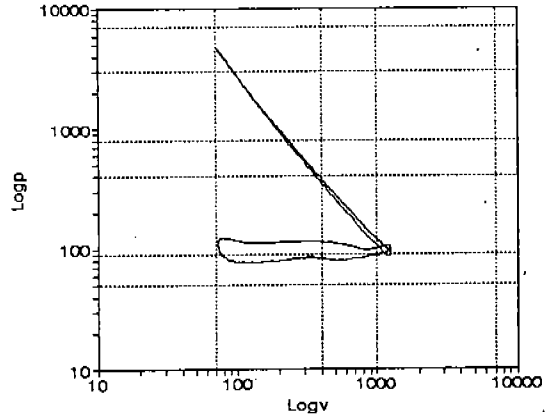


Fig.3 Logp-logv of motoring pressure

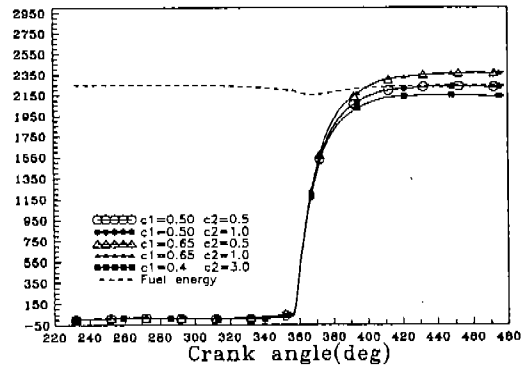


Fig.4 Heat release variation with different heat transfer coefficient at 1,000 rpm

4.3 비열비(γ)

압축착화 기관은 연료가 분사되기 전까지는 공기가 압축되고 연료가 분사된 뒤 기화가 일어나고 연소과정을 거쳐 팽창 배기한다. 이러한 과정을 고려하여 비열비는 공기의 압축과정, 연료 공기 혼합기의 연소과정과 팽창과정으로 나누어 사용하였다. 공기의 압축과정에서는 온도에 따른 공기비열비 식(5)(6)(7)⁹⁾을 이용하여 계산하였다. 연소 과정에서 비열비는 물성치 보다 연소 현상을 나타내는 값을 쓰는 것이 타당하다.⁶⁾ 연소와 팽창 과정에서는 Table 2의 전광민⁶⁾ 등이 제시한 값을 보간 하여 사용하였다. Table 2의 비열비는 2영역에 의한 열방출량 계산과 단일영역 열방출량 계산이 일치하게 하여 찾은 값이다. 착화시기는 연료가 기화하며 압력의 1차 변화율이 감소하다가 증가하는 지점을 잡았고 팽창과정 시작은 혼합제어연소시 최대 열방출율의 10% 미만의 열방출율을 나타내는 지점을 잡았다. Fig.5에 각 과정을 나타내었다. Fig.6에 열방출율과 압력 1차 미분 값을 보면 연료 분사가 시작된 후 압력 1차미분이 감소하다가 증가하는 크랭크각을 연소가 시작되는 점으로 보는 것이 타당함을 알 수 있다.

$$\gamma = \frac{\bar{C}_p}{\bar{C}_p - \bar{R}} \quad (5)$$

$$\bar{C}_p = \left\{ 3.6359 - \frac{1.33736T}{1000} + \frac{3.29421T^2}{1 \times 10^6} - \frac{1.91142T^3}{1 \times 10^9} + \frac{0.275462T^4}{1 \times 10^{12}} \right\} \bar{R} \quad (6)$$

$T < 1000K$

$$\bar{C}_p = \left\{ 3.04473 + \frac{1.33805T}{1000} + \frac{0.488256T^2}{1 \times 10^6} + \frac{0.0855475T^3}{1 \times 10^9} - \frac{0.005701327T^4}{1 \times 10^{12}} \right\} \bar{R} \quad (7)$$

$T < 1000K$

\bar{R} : Universal gas constant

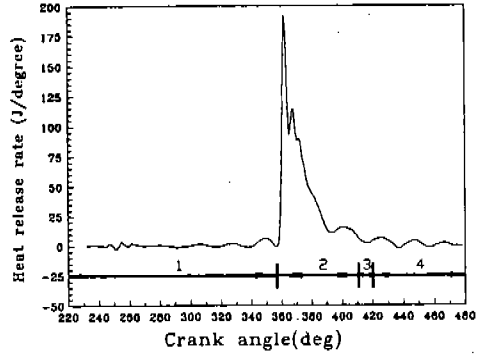


Fig.5 Different process at 1,500 rpm, full load

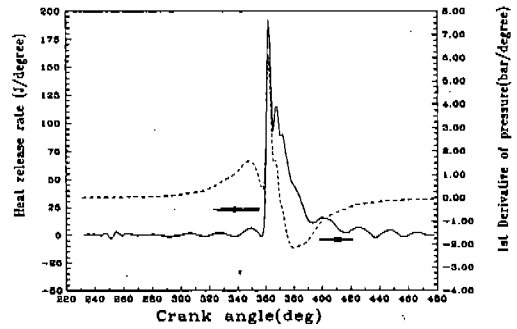


Fig.6 Heat release and first derivative of pressure

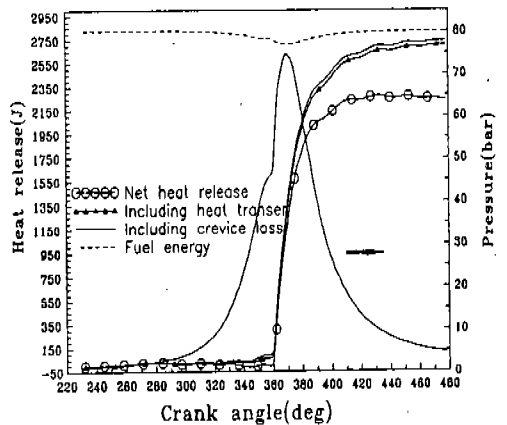


Fig.7 Heat release at 1,500rpm, full load BMEP 835.7 kPa

4.4 열전달 상수의 결정

Woschni의 제안식으로 열전달을 구하려면 각각의 엔진에 따라 달라지는 열전달 상수를 결정해야 한다. 몇 가지 상수를 사용하여 Fig.4와 같이 사용하여 열방출량을 계산하였다. 1,000rpm에서 열방출량이 연료의 발열량에 수렴하는 값인 $C_1=0.5$, $C_2=1.0$ 으로 결정하였다.

4.5 열방출량 계산

압축착화 기관의 압력특성을 Fig.6과 Fig.7에

서 볼 수 있다. 압축되면서 압력이 증가하다가 연료분사 후 잠열 흡수에 의해서 변곡점을 나타내고 연소에 의해 다시 상승함을 알 수 있다. 전부하(full load)의 결과인 Fig.6의 열방출율을 보면 좀더 명확히 알 수 있다. 연료가 분무되며 증발하는 시점에서 열방출율이 음수로 되었다가 증가한다. 이러한 착화지연 후 예혼합 연소(pre-mixed combustion), 공기와 연료가 섞이면서 연소가 일어나는 혼합제어연소(mixing controlled combustion)가 시작된다. 이렇게 압력과 열방출

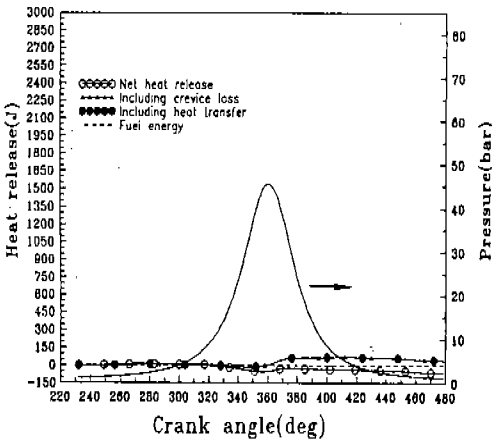


Fig.8 Heat release at motoring

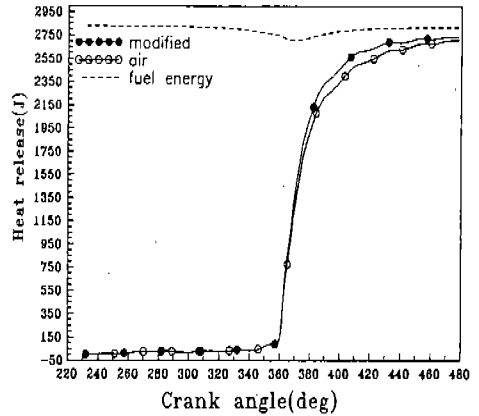


Fig.9 Heat release comparison between air specific heat ratio and modified at 1,500rpm, full load

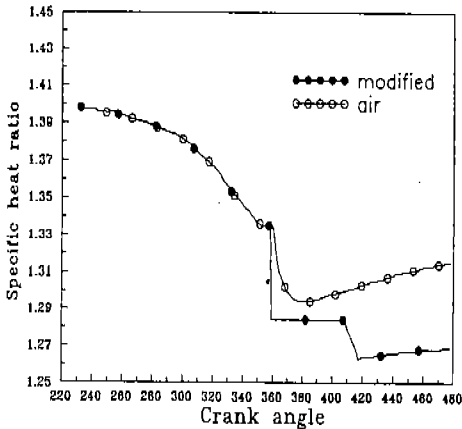


Fig.10 Specific heat ratio comparison between air and modified at 1,500rpm, full load

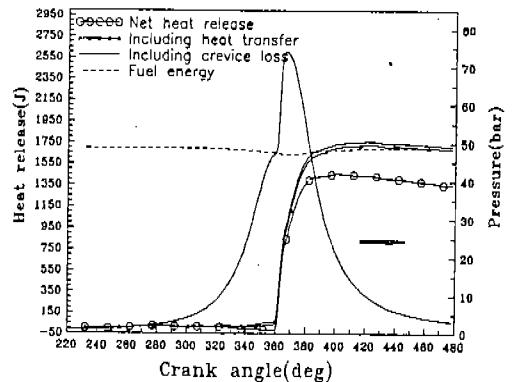


Fig.11 Heat release at 1,500 rpm, part load equivalence ratio 0.45, BMEP 514.1 kPa

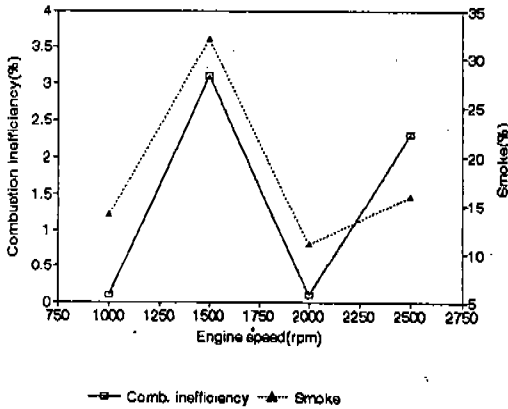


Fig.12 Combustion inefficiency and smoke at full load

율을 가지고 착화되면 예혼합 연소, 제어연소 등의 압축착화 기관 연소의 정성적 연소특성을 알 수 있었고 각각을 정량화 함으로서 연소상태를 진단할 수 있었다. 연소효율을 알기 위해서는 열방출율을 적분할 필요가 있다. 이에 대한 열방출량 계산 결과를 Fig.7과 같이 나타내었다. 식 (4)의 오른쪽 두항만의 적분값인 순열방출량을 원으로 표시하였다. 삼각형으로 표시된 열방출량은 순열방출량에 열전달 손실을 더한 값이다. 실선은 전체 열방출량을 나타내고 실선과 삼각형선의 차이가 틱새 손실량을 나타낸다. 점선으로 표시된 연료에너지는 실린더 내 연료의 발열량에 해당하는 것으로 연소에 의해 최대로 발생할 수 있는 화학에너지를 나타낸다. 실린더의 연료에너지는 점선에서 보듯이 연소실의 압력이 커가면서 점사체적을 빠져나가서 손실이 발생하다가 다시 압력이 작아지면서 회복된다. 총열방출량과 연료에너지의 차이는 연소되지 않은 연료의 발열량을 나타낸다. 그 차이의 크기로 연소 효율을 알 수 있다. 모터링에서의 열방출량은 연료의 연소가 일어나지 않아 Fig.8에서와 같이 0에 근접하였다.

디젤 기관의 단일영역 열방출량 계산에서 비열비를 공기의 물성치로 하여 계산을 많이 해왔다.^{4),10)} 그러나 Fig.9, Fig.10에서처럼 본 연구에서 찾은 비열비값을 이용한 열방출량 계산이 보다

연료에너지에 근접함을 확인할 수 있었다. 부분 부하(part load) 운전조건에서의 열방출량은 Fig.11에서처럼 전 부하(full load) 운전 조건과 비슷한 결과를 얻었다. 열방출량 계산결과에 대한 타당성을 확인하기 위하여 배가스의 스모크 농도를 측정하였다. 열방출량 계산에 의한 미연 연료량과 측정된 smoke 농도가 Fig.12에서와 같이 비교하는 결과를 얻었다. 이러한 결과로 열방출량 계산이 타당함을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

압축착화 기관의 단일 영역 열방출량 계산에 타당한 비열비를 찾아내고 6기통 압축착화 기관에서 측정된 압력을 해석함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 열전달 상수는 1,000rpm에서 열방출량이 연료에너지에 수렴하도록 결정하였다. 이 열전달 상수를 이용하여 다른 운전 조건에서도 계산한 열방출량이 연료에너지에 수렴해감을 확인하였다.
- 2) 열전달 모델과 틱새부피 모델의 사용으로 총열방출량 중 열전달과 틱새에 의한 손실이 차지하는 정도를 계산할 수 있었다.
- 3) 계산에 의한 미연 연료량과 측정된 스모크 농도가 비례하였다. 이로써 열방출량 계산의 신뢰성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학재단의 핵심연구 과제로 연구되었다. 도움을 주신 과학재단에 감사드린다.

참 고 문 헌

1. J. A. Gatowski, En. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Helson, J. A. Ekchian and John B. Heywood, "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data", SAE paper 841359, 1984
2. John B. Heywood, "Internal Combustion

- Engine Fundamentals”, pp. 383~390, pp. 413~415, Mc-Graw-Hill, New York, 1988
3. Wai Cheng, Richard Gentry, “Effects on Charge Non-uniformity on Diesel Heat Release Analysis.” SAE paper 861568, 1986
 4. A. R. Zahdeh, N. A. Henein, W. Bryzik, “Diesel Engine Cold Starting; P-C Based Comprehensive Heat Release Model; PART I-Single Cycle Analysis.”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.113, pp. 464~473, 1991
 5. A. C. Alkidas, “Combustion characteristics of a Single-cylinder Open-chamber Diesel Engine.”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, pp. 419~425, 1987
 6. Kwang Min Chun and John B. Heywood, “Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned from Spark-Ignition Engine Pressure Data”, Combust. Sci and Tech., Vol.54, pp. 133~143, 1987
 7. David R. Lancaster, Roger B. Krieger, and John H. Lienesch, “Measurement and Analysis of Engine Pressure Data”, SAE paper 750026, 1975
 8. Curtis F. Gerald, Patrick O.Wheatley, “Applied Numerical Analysis”, Addison-wesley Publishing Company, pp. 184~186, 1989
 9. Zucraw, M. J., and Hoffmann J. D., “Gas Dynamics”, Vol.1, pp53~63, John Wiley and Sons, 1976
 10. T. K. Hayes and L. D. Savage, “Cylinder Pressure Data Acquisiton and Heat Release Analysis on a Personal Computer”, SAE paper 860029, 1986
 11. Rassweiler, G. M. and Withrow, L., “Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards”, SAE Trans., Vol. 38, pp. 185~204, 1938
 12. Krieger, R. b. and Borman, G. L., “The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engine”, ASME paper 66-WA/DGP-4, 1966
 13. Woschni, G., “A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient int the Internal Combustion Engine”, SAE paper 670931, 1967
 14. Hon M. Cheung and John B. Heywood, “Evaluation of One-Zone Burna-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data”, SAE paper 832749, 1993