

스터얼링 기관의 근사 출력 계산법

An Approximate Analysis Method to Predict Power Output Characteristics of Stirling Engine

김태한*

장익주*

이시민**

정희원

정희원

정희원

T.H.Kim

I.J.Jang

S.M. Lee

ABSTRACT

A fast and inexpensive approximate analysis method to predict power output characteristics of the Stirling engines in a preliminary design stage was investigated.

In basic equations proposed by Walker, typical temperatures of working fluids in expansion and compression spaces were treated as those of working fluids in heater and cooler respectively. While the temperature of working fluid in the expansion space was actually lower than that of working fluid in the heater, the temperature of working fluid in the compression space was higher than that of working fluids in the cooler. In this paper, the working fluid temperature of expansion space was treated as lower than the heater temperature and that of compression space was treated as higher than the cooler temperature.

Also, according to them, the power output characteristics of the Stirling engine were evaluated with respect to the GPU-3 and 4-215 Stirling engines.

The following conclusions were drawn from the analysis.

1. Using the available experimental data from the GPU-3 Stirling engine, it was shown that the approximate analysis predicts the brake power with a maximum error of 19 percent at 1,000rpm and with a minimum error of 3 percent at 2,000rpm.
2. The approximate analysis data which for the GPU-3 Stirling engine were much closer to the experimental data than those of adiabatic 2nd order and 3rd order analysis within 1,500rpm to 2,500 rpm.
3. The approximate analysis data which for the GPU-3 and 4-215 Stirling engines were much closer to the experimental data than those of the Beal number analysis.

주요용어(Key Words) : 스텔얼링기관(Stirling Engine), 출력예측(Predict Power Output)

* 경북대학교 농과대학

** 한국농기공업협동조합

1. 서론

1816년 영국의 Robert Stirling에 의해 발명된 스티얼링기관은 연소가 연속적으로 이루어지며 연소제어가 용이하기 때문에 기존의 내연기관에 비해 소음이 적고, 저NOx 등 저공해이므로 환경보전시대에 부응되는 기관이고, 열효율이 높으며 열원의 형태가 다양하여 기존의 내연기관을 대체할 수 있는 새로운 동력원으로서 주목되어 많은 연구가 수행되고 있으나 아직 기관의 특성은 충분히 해명되지 않고 있다.

현재 기관의 성능예측을 위한 수치해석방법으로서 가열기, 재생기, 냉각기, 팽창공간, 압축공간으로 구성되는 기관의 계를 많은 절점(nodes)으로 분해하고 모든 공간에 대해 질량, 에너지 및 운동량 보존의 법칙을 적용하여 성능을 계산하는 3차해석방법(3rd order analysis)(Hoehn, Nguyen, Schmidt, 1979; Shock, 1978; Urieli, Rallis, Berchowitz, 1977; Urieli, 1978)과 3차해석방법에서 작동가스의 관성력과 마찰손실을 무시하고 실린더의 취급방법에 따라 등온해석 및 단열해석을 하는 2차해석방법(2nd order analysis)(Lee, Krepchin, Toscano, 1981; Martini, 1978; Martini, Ross, 1979; Qvale, Smith, 1968; Srinivasan, Walker, Martini, 1982)이 있다.

그리고 이상적인 열교환에 의해 팽창 및 압축 과정이 등온으로 유지된다는 가정하에 기관성능을 계산하는 1차해석방법(1st order analysis)(Walker, 1979)이 있는데 Schmidt 해석방법(Walker, 1980)이 여기에 속한다.

그러나 2차, 3차해석방법은 기관의 상세설계에 관한 구체적인 정보를 제공하지만 많은 관련 자료가 필요하고 대형 컴퓨터를 이용하므로 많은 비용과 시간이 소요되기 때문에 기관의 예비설계를 위한 간이계산법으로서는 적합하지 못하다고 할 수 있다.

기관의 예비설계 단계에서는 주어진 조건하에서 기관출력을 간단하게 예측할 수 있는 이론적인 해석방법이 필요하다. 그러나 1차해석방법인 Schmidt 해석방법에서는 온도의 기준으로 팽창 및 압축공간내의 작동가스의 온도를 각각 가열

기와 냉각기내의 작동가스의 온도와 동일하게 취급하였으나 실제로는 등온팽창, 등온압축의 변화가 불가능하므로 실제 팽창공간내의 온도는 가열기내의 온도보다 낮고, 압축공간내의 온도는 냉각기내의 온도보다 높다.

따라서 본 연구에서는 이 영향을 고려하여 기관 출력을 간단하게 계산할 수 있는 근사계산법을 제시한다.

2. 연구사

Stirling 기관의 성능분석을 위한 1차해석법은 이상적인 등온모델에 대해 작동가스의 질량보존 법칙과 상태방정식을 적용한 것으로 Schmidt 해석방법이 여기에 속한다. 이에 대한 연구로서 Tew, Jefferies와 Mido(1978)는 운전조건으로써 기관회전수 2503rpm(41.72Hz), 가열기 온도 704°C, 냉각기 온도 15°C, 작동가스의 평균압력 4.13MPa(41.3bar), 작동가스로 헬륨을 사용한 경우, GPU-3기관에 대해 해석한 결과, 실측치에 비해 도시출력은 54%, 열효율은 50%가 더 크게 나타났다고 하였고, Kitzner(1981)는 운전조건으로서 기관회전수 3,300rpm, 가열기 온도 750°C, 냉각기 온도 104°C, 작동가스의 평균압력 15MPa(150bar), 수소를 작동가스로 사용한 경우, Ford-Philips사의 4-215기관에 대해 해석한 결과, 실측치에 비해 도시출력이 39% 더 크게 나타났다고 하였다.

2차해석방법으로서는 등온해석과 단열해석이 있다. 등온해석은 이상적인 등온모델에 대해 질량, 운동량 보존의 법칙 및 완전가스의 상태방정식을 적용한 해석방법으로서 Martini(1978)는 GPU-3기관에 대해 작동가스의 유동마찰손실에 의한 압력강하를 고려하고, 준정상류(Quasi steady flow model)상태로 간주하여 계산한 결과에 대해 기계효율을 80%로 가정하여 계산한 값을 실측치와 비교한 결과, 축출력은 기관회전수 1,494rpm에서 최소 22%, 기관회전수 3,011rpm에서 최대 51%의 오차가 있었고 기관회전수의 증가와 더불어 오차도 증가하였다고 하였

다. 또한 Martini, Ross(1979)는 전술한 등온2차 해석에 의한 결과를 실측치와 일치시키기 위해서, 계산한 유동마찰손실계수에 보정계수 2.9를 곱하여 압력강하에 의한 재생기에서의 손실동력을 고려하여 비교한 결과 작동가스의 평균압력이 6.89MPa(1,000psi)인 경우 5~10%의 오차가 있었고, 평균압력 1.72MPa(250psi)인 경우 13~20%의 오차가 있었다고 하였다. 그리고 단일해석은 이상적인 열교환기를 갖는 단일모델에 대해 질량과 에너지보존의 법칙 및 완전가스의 상태방정식을 적용한 해석방법으로서 Lee, Krepchin과 Toscano(1981)는 GPU-3기관에 대해 계산한 결과를 실측치와 비교한 결과, 축출력은 최소 1.0%, 최대 15.0%의 오차가 있었으며, 열효율은 최소 2%, 최대 11%의 오차가 있었다고 하였다. 또한 Urieli와 Berchowitz(1984)는 GPU-3기관에 대해 기관회전수 2053rpm(41.72Hz), 가열기 온도 704°C, 냉각기 온도 15°C, 작동가스로 헬륨을 사용하고 평균압력이 4.13MPa(41.3 bar)일 때 단일해석에 의한 계산치를 실측치와 비교한 결과 도시출력은 52%, 열효율은 44%의 오차가 있었다고 하였다.

3차해석방법은 질량, 에너지, 운동량 보존의 법칙 및 완전가스의 상태방정식을 적용한 것으로 작동가스의 유동을 준정상류(Quasi steady flow model)로 간주한 해석으로서 절점해석(Nodal analysis)방법이 있으며, 또한 작동가스의 유동을 비정상류(None steady flow model)로 간주한 해석으로서 유한요소해석(Finite element analysis)방법이 있다. 전자에 대한 연구로서 Azetsu, Nakazima와 Hirata(1982)는 운전조건으로서 헬륨을 작동가스로 사용하고, 기관회전수 488rpm(8.14Hz), 가열기 온도 399°C, 냉각기 온도 17°C, 평균압력 0.74MPa일 때 실험기관을 대상으로 3차 해석에 의한 계산치를 실측치와 비교한 결과, 도시출력은 오차가 2%, 도시열효율은 오차가 7%로서 실측치에 비해 계산치가 작게 나타났다고 하였다. 또한 후자에 대한 연구로서 Datta와 Larson(1982)은 스텔링기관 재생기에서 작동가스의 유동 및 열전달과정에 대한 편미분방정식을 유도하였으며 냉각기, 재생

기, 가열기의 온도분포를 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 계산하였으나 실측치와 비교한 결과는 찾아볼 수 없었다.

3. 계산모델 및 해석방법

가. 해석 대상기관의 모델

본 연구에서 해석대상기관으로 선정된 General Motor사의 GPU-3기관과 Ford-Philips사의 4-215기관의 모델은 그림1과 같다.

그림과 같이 팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간의 5개의 공간으로 구성된 β 형식의 GPU-3기관과 α 형식의 4-215기관은 다른 여러가지 실험기관중에서 구조 및 사양이 상세하게 알려져 있어서 기관성능을 분석하는데 편리한 기관이다.

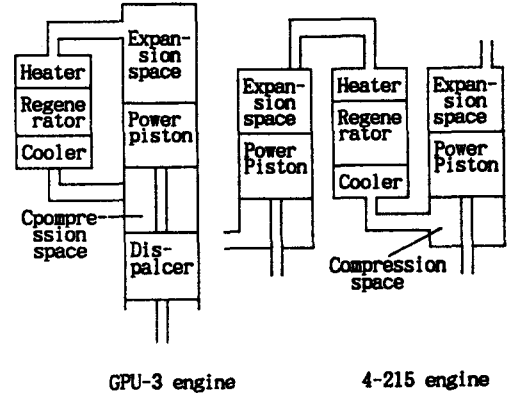


Fig. 1. The model of the Stirling engines for analysis.

나. 해석 대상 기관의 사양

본 연구에 사용된 해석대상 기관으로서 GPU-3기관은 단동 Piston-displacer 형식으로서 피스톤의 행정체적이 114cm³, Displacer의 행정체적이 118cm³이고 작동가스는 수소와 헬륨을 사용한 경우의 시험치를 비교의 기준으로 하였다. 또한 4-215기관은 4기통의 복동 Two-piston형식으로서 피스톤의 행정체적은 실린더당 218cm³이

었다. 구체적인 사양은 표1과 같다.

Table 1. The specification of the analytical model

Item	Speciation	
Name	GPU-3	4-215
Maker	General Motors	Ford-Philips
Working gas	Hydrogen, Helium	Hydrogen
Type	Single-acting Piston-displacer β form	Double-acting Two-piston α form
Drive mechanism	Rhombic-drive	Swashplate-drive
Phase difference	120°	90°
Swept volume Piston Displacer	114.13cm ³ 118.4cm ³	217.65cm ³ / cylinder
Heat exchanger Regenerator matrix	Steel wire ($\phi 0.004\text{cm}$)	Steel wire ($\phi 36\mu\text{m}$)
Cooler	Water-jacket	Water-jacket

다. Stirling기관의 근사해석법

그림1과 같이 팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간의 5개의 공간으로 구성된 α 및 β -type의 스티어링기관의 모델에 대해 다음의 가정에 의해 기관출력을 계산한다.

- 1) 작동가스의 유동손실은 없다.
- 2) 기관내의 작동가스의 압력은 일정하다.
- 3) 기관내의 5공간에서의 작동가스 온도는 사이클중 각각의 온도로서 일정 하게 유지되고 압축, 팽창과정은 등온으로 변화한다.
- 4) 재생기내의 작동가스 온도는 가열기와 냉각기내의 작동가스의 평균온도로 유지된다.
- 5) 팽창 및 압축공간의 체적은 정현파형으로 변동한다.

6) 재생기에서의 열손실은 없고 완전한 열교환을 수행한다.

7) 작동유체는 완전가스의 상태식에 따르고 기관 외부로의 열손실은 없다.

이상의 가정에서 기관성능에 큰 영향을 미치는 각 공간의 작동가스의 온도 분포를 그림2에 나타내었다.

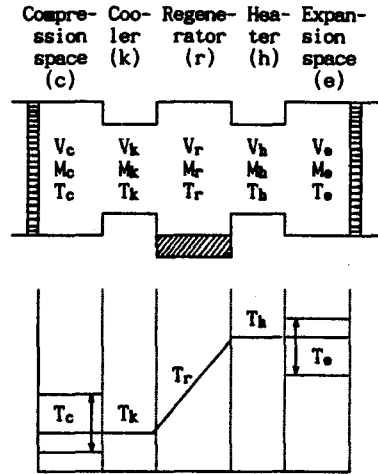


Fig. 2. The temperature model of the Stirling engine.

Schmidt해석에 의해 출력을 계산하는 경우에는 그림에서와 같이 1사이클동안 압축공간과 냉각기내의 작동가스의 온도는 같고, 팽창공간과 가열기내의 작동가스의 온도는 같다고한 것이나, 실제로는 사이클동안 압축공간과 팽창공간내의 작동가스의 온도는 그림의 점선과 같이 변화한다. 따라서 본 연구에서는 이들의 영향을 고려한 근사해석법을 제안하기 위하여 Schmidt해석에서 가정한 각 공간의 온도를 구체적으로 다음 4가지로 구분하여 온도분포의 영향을 분석한다.

- a) 팽창공간 온도 T_e 와 가열기내의 온도 T_h 는 동일하고, 압축공간 온도 T_c 와 냉각기내의 온도 T_k 는 동일하다.
- b) 팽창공간내의 온도 저하만을 고려하여 T_e 는 T_h 와 T_h 로부터 기관압축비 ϵ 에 상당하

는 단열팽창을 했을 때의 온도 $T_h \epsilon^{1-k}$ 와의 평균온도로 하고, 저온측은 a)의 경우와 같다.

c) 팽창공간내의 온도 저하와 압축공간내의 온도 상승을 고려하여 T_e 는 b)의 경우와 같고 T_c 는 T_h 와 T_k 로부터 기관압축비에 상당하는 단열압축을 했을 때의 온도 $T_k \epsilon^{k-1}$ 과의 평균온도로 한다

d) 팽창 및 압축공간의 작동가스의 온도를 가정c와 같이하고 재생기내의 대표온도 T_r 은 가열기내의 온도 T_h 와 냉각기내의 온도 T_k 의 대수평균온도(Logarithmic mean temperature difference)와 동일하다.

위에서 a), b), c)는 재생기내의 대표온도 T_r 을 가열기내의 온도 T_h 와 냉각기내의 온도 T_k 의 산술평균온도와 동일하다고 가정한것이다.

이상의 가정에 의해 General Motor사의 GPU-3기관과 Ford-Philip사의 4-215기관의 팽창공간의 순간체적을 V_e , 압축공간의 순간체적을 각각 V_{cG} , V_{cF} 라하고, 팽창공간의 행정체적을 V_{se} , 압축공간의 행정체적을 V_{sc} 하면 각 공간의 순간체적은 식(1)-식(3)과 같다.

$$V_e = V_{se}(1 + \cos\phi)/2 + V_{dc} \dots\dots\dots (1)$$

$$V_{cG} = V_{sc}\{1 - \cos\phi\}/2 + V_{sc}\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}/2 + V_{no} + V_{dc} \dots\dots\dots (2)$$

$$V_{cF} = V_{sc}\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}/2 + V_{dc} \dots\dots\dots (3)$$

여기에서 V_{dc} , V_{dc} 는 각각 팽창 및 압축공간의 불용체적(dead volume)이고, V_{no} 는 피스톤과 디스플레서가 실린더의 동일한 위치를 이동하는 부분의 체적이다. 여기에서 $x(V_{sc}/V_{se})$ 를 행정체적비라하고, 또한 $\tan\beta = x\sin\alpha/(x\cos\alpha - 1)$ 로 놓으면 식(2)와 식(3)은 각각 다음의 식(2'), 식(3')가 된다.

$$V_{cG} = V_{sc}\{(1+x) + (x^2 - 2x\cos\alpha + 1)^{1/2}\cos(\phi - \beta)\}/2 + V_{no} + V_{dc} \dots\dots\dots (2')$$

$$V_{cF} = xV_{sc}\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}/2 + V_{dc} \dots\dots\dots (3')$$

식(2')에서 $\cos(\phi - \beta)$ 가 -1일 때 V_{cG} 는 최소가 되고 식(2')는 다음의 식(4)와 같이 된다.

$$V_{cG} = V_{sc}\{x\cos(\phi - \alpha) - \cos\phi + (x^2 - 2x\cos\alpha +$$

$$1)^{1/2}\}/2 + V_{dc} \dots\dots\dots (4)$$

또한 가열기의 불용체적을 V_h , 재생기의 불용체적을 V_r , 냉각기의 불용체적을 V_k 라하고 기관내 각부의 작동가스 질량을 M, 기관내의 순간압력을 P, 가스 정수를 R, 각부의 온도T를 이용해서 각 공간에 대해 상태방정식을 적용하면 식(5) - 식(9)와 같다

$$PV_e = M_e RT_e \dots\dots\dots (5)$$

$$PV_c = M_c RT_c \dots\dots\dots (6)$$

$$PV_h = M_h RT_h \dots\dots\dots (7)$$

$$PV_r = M_r RT_r \dots\dots\dots (8)$$

$$PV_k = M_k RT_k \dots\dots\dots (9)$$

또한 체적기준으로 팽창공간의 행정체적 V_{se} 를 이용하여 각 공간의 불용체적을 무차원화하면 식(10) - 식(14)와 같다.

$$V_{dc}/V_{se} = X_1 \dots\dots\dots (10)$$

$$V_h/V_{se} = X_2 \dots\dots\dots (11)$$

$$V_r/V_{se} = X_3 \dots\dots\dots (12)$$

$$V_k/V_{se} = X_4 \dots\dots\dots (13)$$

$$V_{dc}/V_{sc} = X_5 \dots\dots\dots (14)$$

이상의 각 식으로 부터 작동가스의 전질량 M_t 를 구하면 식(16)과 같다.

$$M_t = M_e + M_c + M_h + M_r + M_k \dots\dots\dots (16)$$

$$\frac{PV_e}{RT_e} + \frac{PV_c}{RT_c} + \frac{PV_h}{RT_h} + \frac{PV_r}{RT_r} + \frac{PV_k}{RT_k}$$

여기에서 General motor사의 GPU-3기관과 Ford-Philip사의 4-215기관의 작동가스의 전질량을 각각 M_{tG} , M_{tF} 라 하면 이는 식(17) - 식(18)과 같다.

$$M_{tG} = PV_{se}[(1 + \cos\phi)/T_e + \{x\cos(\phi - \alpha) - \cos\phi + (x^2 - 2x\cos\alpha + 1)^{1/2}\}/T_c + 2X_1/T_e + 2X_2/T_h + 2X_3/T_r + 2X_4/T_k + 2X_5/T_c]/2R \dots\dots\dots (17)$$

$$M_{tF} = PV_{se}[(1 + \cos\phi)/T_e + x\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}/T_c + 2X_1/T_e + 2X_2/T_h + 2X_3/T_r + 2X_4/T_k + 2X_5/T_c]/2R \dots\dots\dots (18)$$

이 식에서 온도비 $\tau = T_k/T_h$, 비열비를 k라 하고, 팽창 및 압축공간의 온도를 각각 전술한 a), b), c), d)로 하여 식(17) - 식(18)로 부터 작동가스의 압력을 구하면 식(19)와 같다.

$$P = K / \{ \text{Acos}(\varphi - \theta) + 1 \} \dots\dots\dots (19)$$

a)의 경우

$$K_G = 2M_iRT_c/V_{se} \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + \tau + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + \{ 4\tau X_3 / (\tau + 1) \} + 2X_4 + 2X_5 \}$$

$$K_F = 2M_iRT_c/V_{se} \{ x + \tau + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + \{ 4X_3 / (\tau + 1) \} + 2X_4 + 2X_5 \}$$

$$A_G = \sqrt{ \{ (\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + \tau + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + \{ 4\tau X_3 / (\tau + 1) \} + 2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$A_F = \sqrt{ \{ (\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ x + \tau + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + \{ 4\tau X_3 / (\tau + 1) \} + 2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$\theta_G = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$\theta_F = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (\tau + x\text{c}\cos\alpha) \text{ 이다.}$$

b)의 경우

$$K_G = 2M_iRT_c/V_{se} \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + 2\tau/c_1 + 4\tau X_1/c_1 + 2\tau X_2 + 4\tau X_3/(1 + \tau) + 2X_4 + 2X_5 \}$$

$$K_F = 2M_iRT_c/V_{se} \{ x + 2\tau/c_1 + 4\tau X_1/c_1 + 2\tau X_2 + 4\tau X_3/(\tau + 1) + \tau X_4 + 2X_5 \}$$

$$A_G = \sqrt{ \{ (2\tau/c_1 - 1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + 2\tau/c_1 + 4\tau X_1/c_1 + 2\tau X_2 + 4\tau X_3/(1 + \tau) + 2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$A_F = \sqrt{ \{ (2\tau/c_1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ (x + 2\tau/c_1 + 4\tau X_1/c_1 + 2\tau X_2 + 4\tau X_3/(\tau + 1) + \tau X_4 + 2X_5) \} }$$

$$\theta_G = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (2\tau/c_1 - 1 + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$\theta_F = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (2\tau/c_1 + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$c_1 = (1 + \varepsilon^{1-k}) \text{ 이다.}$$

c)의 경우

$$K_G = 2M_iRT_c/V_{se} \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + 2c_2\tau X_3/(1 + \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \}$$

$$K_F = 2M_iRT_c/V_{se} \{ x + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + 2c_2\tau X_3/(1 + \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \}$$

$$A_G = \sqrt{ \{ (c\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + 2c_2\tau X_3/(1 + \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$A_F = \sqrt{ \{ (c\tau + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ x + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + 2c_2\tau X_3/(1 + \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$2xX_5 \}$$

$$\theta_G = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (c\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$\theta_F = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (c\tau + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$c_2 = (1 + \varepsilon^{k-1}), c = c_2/c_1 \text{ 이다.}$$

d)의 경우

$$K_G = 2M_iRT_c/V_{se} \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + c_2\tau X_3 \ln(1/\tau) / (1 - \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \}$$

$$K_F = 2M_iRT_c/V_{se} \{ x + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + c_2\tau X_3 \ln(1/\tau) / (1 - \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \}$$

$$A_G = \sqrt{ \{ (c\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ (x^2 - 2x\text{c}\cos\alpha + 1)^{1/2} + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + c_2\tau X_3 \ln(1/\tau) / (1 - \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$A_F = \sqrt{ \{ (c\tau + x\text{c}\cos\alpha)^2 + (x\text{s}\sin\alpha)^2 \} / \{ x + c\tau + 2c\tau X_1 + c_2\tau X_2 + c_2\tau X_3 \ln(1/\tau) / (1 - \tau) + c_2X_4 + 2X_5 \} }$$

$$\theta_G = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (c\tau - 1 + x\text{c}\cos\alpha)$$

$$\theta_F = \tan^{-1} x\text{s}\sin\alpha / (c\tau + x\text{c}\cos\alpha)$$

식(19)에서 압력이 최대로 되는 것은 $\varphi = \theta + \pi$ 일때로서 그 압력을 P_{\max} 라 하면

$$P_{\max} = K / (1 - A) \dots\dots\dots (20)$$

로 되고 압력이 최소로 되는 것은 $\varphi = \theta$ 일때로서 그 압력을 P_{\min} 이라 하면

$$P_{\min} = K / (1 + A) \dots\dots\dots (21)$$

가 된다. 또한 사이클 중의 평균압력 P_{mean} 은 위의 식을 사용해서

$$P_{\text{mean}} = 1/2\pi \int_0^{2\pi} P d(\varphi - \theta) = P_{\max} \sqrt{ \{ (1 - A) / (1 + A) \} } \dots\dots\dots (22)$$

로 나타낼 수 있다. 또한 압력 P를 사이클중의 평균압력으로 무차원하면 식 (23)과 같다.

$$p = P / P_{\text{mean}} = \sqrt{ \{ (1 - A^2) / \{ 1 + \text{Acos}(\varphi - \theta) \} } } \dots\dots\dots (23)$$

식(19)의 압력과 식(1), (3'), (4)의 체적을 이용해서 사이클당 피스톤이 행한 일을 계산하면 팽창일 Q_{es} , 압축일 Q_{cs} , 도시일 Q_s 의 관계는

$$Q_s = Q_{cs} + Q_{es} \dots\dots\dots (24)$$

가 되고, 열효율은 식(25)와 같다

$$\eta = Q_s/Q_{es} = 1 - \tau \dots\dots\dots(25)$$

4. 결과 및 고찰

1. 각 공간의 대표온도별 정확도 평가

스터얼링 기관의 각 공간의 대표온도를 전술한 가정 a), b), c), d)에 의해 2개의 기관에 대하여 계산한 결과를 기관회전수에 따른 실측치와 비교한 결과를 그림3, 4에 나타내었다.

그림3은 GPU-3기관에 대하여 운전조건으로서 가열기의 온도가 704℃, 냉각기의 온도가 15℃, 작동가스의 평균압력이 2,758kPa(400lb/in²), 작동가스로서 수소를 사용한 경우의 실측치와 동일한 조건하에서 계산한 출력치를 비교 한 것이다.

내의 온도 저하만을 고려한 경우(가정 b)는 오차가 최대 36% 최소15%이고 재생기내의 대표 온도를 가열기내의 온도Th와 냉각기내의 온도Tk의 대수평균온도와 동일한 것으로한 경우(가정d)는 오차가 최대 34% 최소 13%로서 가정c)의 경우가 보다 실측치에 더 근접함을 알 수 있다. 또한 1차해석에 의한 계산치는 기관의 회전수가 증가함에 따라 실측치에 대한 오차가 크게 나타났다. 이는 1차해석의 경우, 기관회전수의 증가에 따른 작동가스의 유동저항 및 각종 마찰손실 증가를 고려하지 않기 때문인 것으로 생각된다.

그림4는 4-215기관에 대해 운전조건으로서 가열기의 온도가 750℃, 냉각기의 온도가 64℃, 작동가스의 평균압력이 20MPa(200bar), 작동가스로서 수소를 사용한 경우의 실측치와 동일조건하에서 계산한 출력치를 비교 한 것이다.

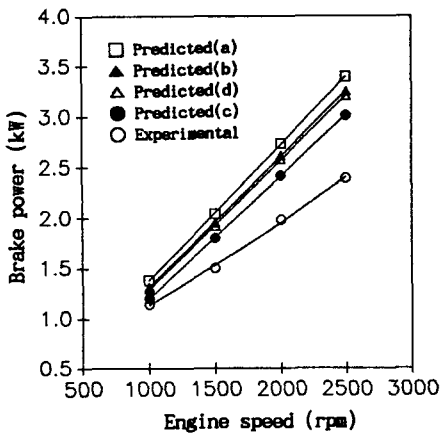


Fig. 3. Comparison of the power output predictions with the experimental data for the GPU-3 engine.

그림에서와 같이 1차해석방법인 Schmidt해석 방법에서 온도의 기준으로 팽창공간내의 온도 저하와 압축공간내의 온도상승을 고려한 근사해석법(가정c)의 경우는 실측치와의 오차가 최대 26%, 최소 5%이고 팽창 및 압축공간내의 작동가스의 온도를 각각 가열기와 냉각기내의 작동가스의 온도와 동일하게 취급한 경우(가정a)는 오차가 최대42%, 최소 22%이다. 또한 팽창공간

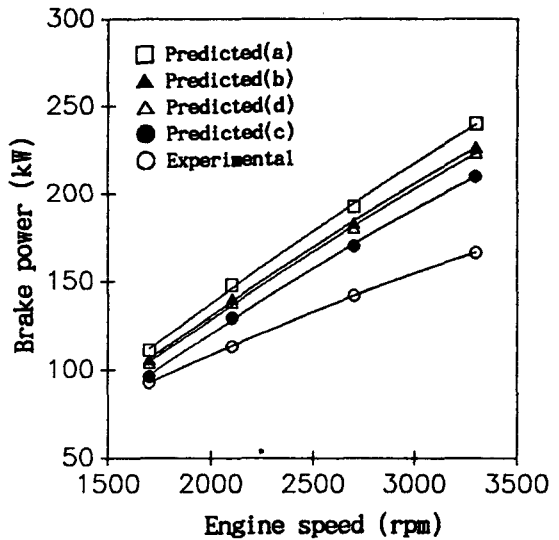


Fig. 4. Comparison of the power output predictions with the experimental data for the 4-215 engine.

그림에서와 같이 가정c)의 경우는 실측치와의 오차가 최대 26%, 최소 4%이고 가정a)의 경우는 오차가 최대 44%, 최소 20%이다. 또한 가정 b)의 경우는 오차가 최대 36%, 최소 14%이고 가정d)의 경우는 오차가 최대 34%, 최소 12%로서 GPU-3기관에 대해 비교한 결과와 비슷한 경향

을 보였다. 따라서 본 연구에서 제안한 근사 해석법에 의한 결과가 종래의 Schmidt해석에 의한 결과보다 실측치에 더 근접함을 알 수 있다

2. 작동가스의 종류에 따른 정확도 평가

그림5는 운전조건으로서 가열기의 온도가 704°C, 냉각기의 온도가 15°C, 작동가스의 평균압력이 2,758kPa(400lb/in²)인 GPU-3기관에 대해 작동가스로서 수소와 헬륨을 사용하였을 때의 각각의 실측치와 동일조건하에서 근사 해석법에 의해 출력을 계산한 결과를 비교 한것이다.

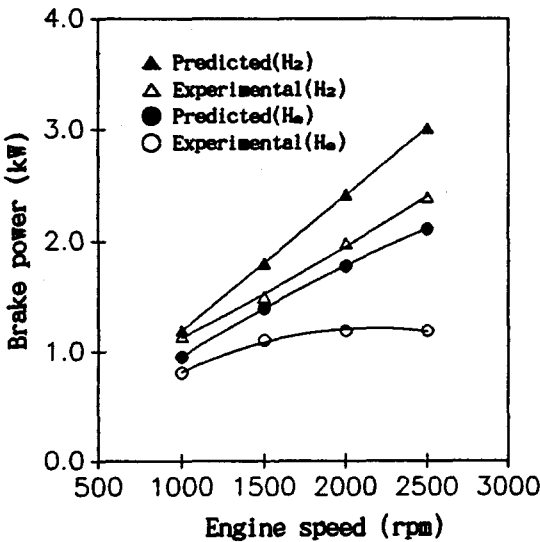


Fig. 5. Comparison of the power output predictions with the experimental data for the two kinds of working fluids in GPU-3 engine.

그림에서와 같이 헬륨을 작동가스로서 사용한 경우의 계산치와 실측치와의 오차는 18~77% 범위이고, 수소를 작동가스로 사용한 경우의 계산치와 실측치와의 오차는 5~26% 범위로서 작동가스로서 헬륨을 사용한 경우가 수소를 사용한 경우보다 더 큰 오차가 있음을 알 수 있다. 이와같은 이유는 본 연구에서 제안한 근사식은 여러 손실요인중 기관 출력에 가장 큰 영향을 미치는 작동가스의 유동마찰 손실을 고려하지 않은 것이나, 작동가스로서 헬륨은 수소보다 비

중이 크므로 인해 유동마찰손실이 더 크기 때문인 것으로 생각된다.

3. 작동가스의 압력 변화에 따른 정확도 평가

그림6은 운전조건으로서 가열기의 온도가 760°C, 냉각기의 온도가 38°C인 GPU-3기관에 대해 작동가스로서 수소를 사용하였을 때의 작동가스의 평균압력차이에 따른 근사 해석법에 의한 출력계산치와 GM사에서 개발한 프로그램에 의해 계산한 결과를 비교한 것이다.

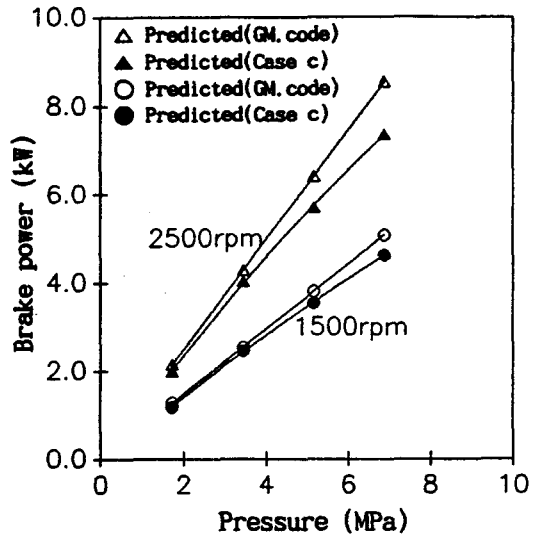


Fig. 6. Comparison of the power output predictions with the experimental data for the different pressures of working fluids in GPU-3 engine.

그림에서와 같이 1500rpm의 경우 작동가스의 평균압력이 1,723kPa(250psi), 3,447kPa(500psi), 5,171kPa(750psi) 및 6,895kPa(1000psi)에 대해 오차는 각각 7.6%, 3.3%, 7.6%, 9.8% 이고, 2500rpm의 경우에는 오차가 각각 7.5%, 6.2%, 12.7%, 16.2%로서 평균압력이 3,447kPa(500psi)인 경우에 오차가 가장 작음을 알 수 있다. 또한 기관회전수가 2500rpm인 경우는 1500rpm인 경우보다 오차가 더 크게 나타났다. 이는 전술한 바와 같이 제안한 1차해석법은 기관회전수의 증가에 따른 작동가스의 유동저항 및 각종

마찰손실 증가를 고려하지 않기 때문인 것으로 생각된다.

4. 차수 해석방법별 정확도 평가

그림7은 GPU-3기관에 대하여 운전조건으로서 가열기의 온도가 704℃, 냉각기의 온도가 15℃, 작동가스의 평균압력이 2,758kPa(400lb/in²), 작동가스로서 수소를 사용한 경우의 실측치와 동일한 조건하에서 본 연구에서 제안한 근사 해석법에 의해 계산한 출력치에 보정계수 0.8을 곱하여 얻은 수정 근사해석법에 의한 결과와 등은 및 단일2차해석법, 3차해석법에 의해 계산한 결과를 실측치와 비교한 것이다.

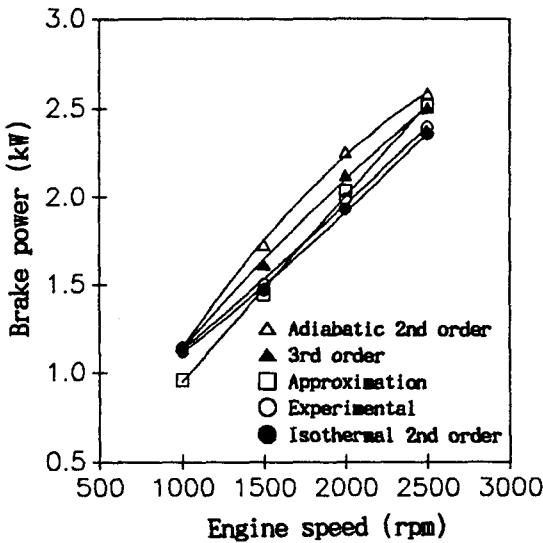


Fig. 7. Comparison of the approximate analysis, second and third order analyses with the experimental data for the GPU-3 engine.

본 논문에서 인용한 등은 2차해석(Martini, Ross, 1979 ; Martini, 1983)에 의한 계산치는 기계효율을 80%로 하였고, 그 결과를 실측치와 일치시키기 위해서, 등은2차 해석에 의해 계산한 유동마찰손실계수에 보정계수 2.9를 곱하여 압력강하에 의한 재생기에서의 손실동력을 계산하고, 공급열량 및 각종 열손실에 관한 방정식을 수정해서 얻은 결과이다. 또한 단일 2차해석은

원래 팽창 및 압축공간에서 작동가스와 실린더 벽 사이에 열전달이 없는 것으로 가정한것 이외에는 등은2차해석에서의 가정과 동일하게 취급하나, 본 연구에 인용한 단일 2차해석법(Lee, Krepchin, Toscano, 1981)에 의한 계산치는 각종 열전달 손실과 단열손실, 압력강하손실, 작동가스누설 및 마찰손실 등을 고려하여 계산한 것이다. 또한 3차해석(Urieli, Rallis, Berchowitz, 1977)의한 계산치는 작동가스의 관성력 및 유동저항을 고려하지 않은 대신에 실측치에 접근시키기 위하여, 기관에 대해 정상상태의 조건하에서 이론적으로 계산한 유동마찰계수에 작동가스가 수소의 경우는 4.0, 헬륨의 경우는 2.6의 보정계수를 곱하여 재생기내에서의 작동가스의 압력강하로 인한 손실동력을 계산한 것이다.

그림에서와 같이 등은 2차해석에 의한 값을 실측치와 비교한 결과, 기관회전수 2,000rpm에서 최대 2.8%, 기관회전수 2,500rpm에서 최소 1.6%의 오차가 있으며, 이는 단일 2차해석에 의한 경우의 최대 1,500rpm에서 15%, 최소 1,000rpm에서 0.9%의 오차에 비해 실측치에 더 접근함을 알 수 있다. 이와 같은 경향은 등은 2차해석의 경우, 유동마찰계수에 보정계수를 곱하여 재생기에서의 손실동력을 계산하였기 때문인것으로 생각된다. 또한 3차해석에 의한 계산치를 실측치와 비교한 결과 기관회전수 1,500rpm에서 최대 7.5%, 1,000rpm에서 최소 0.4%의 오차가 있었다.

한편 1차 수정근사해석법에 의해 계산한 경우에는 기관회전수 1,000rpm에서 최대 18.7%, 2,000rpm에서 최소 2.6%의 오차가 있었으나 기관의 상용회전수 범위인 1,500~2,500rpm내에서는 오차가 최대 4.7% 이내로서 등은 2차해석에 의한 결과보다 오차가 조금 크게 나타났으나 단일2차 및 3차해석에 의한 것보다 실측치에 더 근접하므로 많은 경비와 시간이 소요되는 2차 및 3차해석방법 보다 예비설계 단계에서 기관의 출력성능을 경제적이고 간단하게 예측하는 방법으로서 이용할 수 있다고 생각된다.

5. Beal수에 의한 해석법과의 비교

그림8은 GPU-3기관에 대해 운전조건으로서 가열기의 온도가 704℃, 냉각기의 온도가 15℃, 작동가스의 평균압력이 2,758kPa(400lb/in²), 작동가스로서 수소를 사용한 경우의 실측치와 동일한 조건하에서 본 연구에서 제안한 수정 근사 해석법에 의한 계산치 및 Beal수에 의해 계산한 값을 비교한 결과이다.

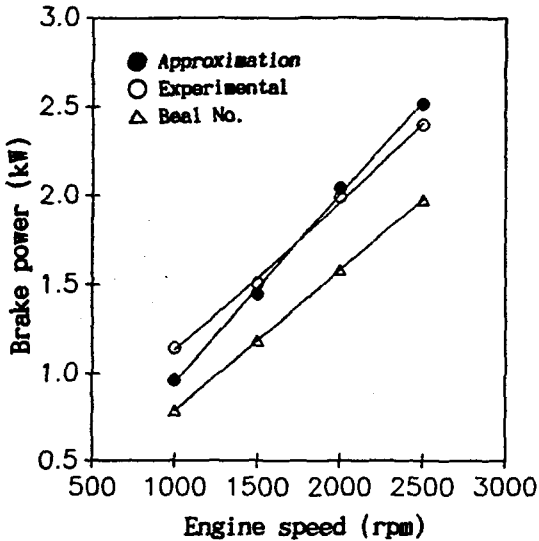


Fig. 8. Comparison of the Beal Number with the approximate analysis and with the experimental data for the GPU-3 engine.

그림에서와 같이 제안한 수정 근사해석법에 의한 계산치는 실측치에 비해 오차가 최대 19% 최소 3%이나 Beal수에 의해 계산한 값은 실측치에 비해 오차가 최대 46% 최소 21%로서 수정 근사해석법에 의한 계산치가 Beal수에 의해 계산한 값보다 실측치에 더 근접함을 알 수 있다.

그림9는 4-215기관에 대해 운전조건으로서 가열기의 온도가 750℃, 냉각기의 온도가 64℃, 작동가스의 평균압력이 20MPa(200bar), 작동가스로서 수소를 사용한 경우의 실측치와 본 연구에서 제안한 수정 근사해석법에 의한 계산치 및 Beal수에 의해 계산한 값을 비교한 결과이다.

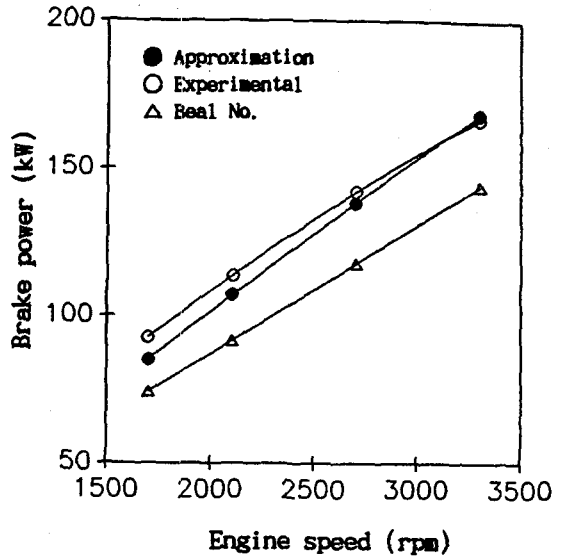


Fig. 9. Comparison of the Beal Number with the approximate analysis and with the experimental data for the 4-215 engine.

그림에서와 같이 제안한 수정 근사해석법에 의한 계산치는 실측치에 비해 오차가 최대 9% 최소 1%이나 Beal수에 의해 계산한 값은 실측치에 비해 오차가 최대 25% 최소 16%로서 수정 근사해석법에 의한 계산치가 실측치에 더 근접하므로 기관의 예비설계 단계에서 기관의 출력을 예측하는데 있어서 Beal수에 의한 값보다 더욱더 정확함을 알 수 있다.

5. 결론

현재 Stirling 기관의 성능예측을 위한 수치해석방법으로는 3차해석방법, 2차해석방법과 1차해석방법이 있으나 3차, 2차해석방법은 기관의 상세설계에 관한 구체적인 정보를 제공하지 만 많은 관련자료가 필요하고 대형 컴퓨터를 이용하므로 많은 비용과 시간이 소요되기 때문에 기관의 예비설계를 위한 간이계산법으로는 적합하지 못하다고 할 수 있다.

그러나 지금까지의 1차해석방법은 온도의 기준으로 팽창 및 압축공간의 작동가스의 온도를

각각 가열기와 냉각기내의 작동가스의 온도와 동일 하게 취급하였으나 실제로는 등온팽창, 등온압축변화를 실행시킬 수 없으므로 팽창공간내의 온도는 가열기내의 온도보다 낮고, 압축공간내의 온도는 냉각기내의 온도보다 높다. 따라서 본 연구는 이 영향을 고려하고, 기관의 예비설계 단계에서 적용이 편리하며 근사적인 출력예측이 가능한 근사해석방법을 제안하고 2, 3차해석에 의한 계산치 및 실측치와 비교한 결과는 다음과 같다.

1. 1차해석방법에서 온도의 기준으로 팽창공간내의 온도 저하와 압축공간내의 온도 상승을 고려한 근사해석법에 의한 계산치와 실측치와의 오차는 5~26% 범위이고 팽창 및 압축공간내의 작동가스의 온도를 각각 가열기와 냉각기내의 작동가스의 온도와 동일하게 취급한 경우의 오차는 22~42%, 팽창공간내의 온도 저하만을 고려한 경우의 오차는 15~36%, 재생기내의 대표 온도를 가열기내의 온도와 냉각기내의 온도의 대수평균온도와 동일한 것으로한 경우의 오차는 13~34% 범위로서 1차해석방법에서 온도의 기준으로 팽창공간내의 온도 저하와 압축공간내의 온도 상승을 고려한 근사해석법의 경우가 실측치에 가장 근접하였다.

2. 본 연구에서 제안한 근사식에 의해 기관의 작동가스종류에 따른 출력치의 정확도를 비교한 결과, 헬륨을 작동가스로서 사용한 경우의 계산치와 실측치와의 오차는 18~77% 범위이고, 수소를 작동가스로 사용한 경우의 계산치와 실측치와의 오차는 5~26% 범위로서 작동가스로서 헬륨을 사용한 경우가 수소를 사용한 경우보다 더 큰 오차가 있었다.

3. 작동가스의 평균압력을 1,723kPa(250psi)에서 6,895kPa(1000psi)까지 4단계의 수준에 대해서 제안한 근사해석방법에 의해 계산한 출력값과 GM사에서 개발한 프로그램에 의해 계산한 값을 비교한 결과, 평균압력이 3,447kPa(500psi)일 때 오차는 회전수 1500rpm인 경우에 3.3%, 회전수 2500rpm인 경우에 6.2%로서 가장 작았다.

4. 제안한 수정 근사해석법에 의해 계산한 출력값을 실측치, 등온 2차해석, 단열 2차해석, 및 3차해석법에 의해 계산한 값과 비교한 결과, 등온 2차해석, 근사해석, 3차해석법, 단열 2차해석법 순으로 실측치에 더 근접하였으며, 기관회전수 1500-2500rpm 범위내에서 실측치와 수정 근사해석치와의 오차는 최대 4.7%였다.

5. 제안한 수정 근사해석법에 의해 계산한 출력치를 실측치와 비교한 결과 GPU-3기관의 경우 오차는 3~19%, 4-215기관의 경우 오차는 1~9% 범위이나, Beal수에 의해 계산한 값의 실측치에 대한 오차는 GPU-3기관의 경우가 21~46%, 4-215기관의 경우가 16~25% 범위로서 수정 근사해석법에 의한 계산치가 Beal수에 의해 계산한 값보다 실측치에 더 근접하였다.

참 고 문 헌

- (1) Azetsu, A., N.Nakazima and M.Hirata. 1982. Computer simulation model for Stirling engine. I Mech E Conference publications, pp7-64.
- (2) Datta, S.and V.H.Larson. 1982. Finite element analysis of dynamic energy transfer in a Stirling engine regenerator. Proc. of the 17th IECEC : 1705-1709.
- (3) Hoehn, F.W., B.D.Nguyen and D.D.Schmidt. 1979. Preliminary test results with a Stirling laboratory research engine. Proc. of the 14th IECEC : 1075-1081.
- (4) Kitzner, E.W. 1981. Ford Motor Company, private communication.
- (5) Lee, K., I.P.Krepchin and W.M.Toscano. 1981. Thermodynamic description of an adiabatic second order analysis for Stirling engine. Proc. of the 16th IECEC : 1919-1924.
- (6) Martini, W.R. 1978. A simple method of calculating Stirling engine for engine design optimization. Proc. of 13th IECEC :

- 1753-1762.
- (7) Martini, W.R., and B.A.ross. 1979. An isothermal second order Stirling engine calculation methods. Proc. of the 14th IECEC : 1091-1097.
- (8) Martini, W.R. 1980. Validation of published Stirling engine design methods using engine characteristics from the literature. Proc. of the 15th IECEC : 2245-2250.
- (9) Martini, W.R. 1983. A revised isothermal analysis program for Stirling engine. Proc. of the 18th IECEC : 743-748.
- (10) Qvale, E.B.andJ.L.Smith. 1968. A Mathematical model for steadyoperation of Stirling type engine. Trans. of the ASME, Journal of engineering for power : 45-50.
- (11) Shock, A. 1978. Nodal analysis of Stirling cycle devices. Proc. of the 13th IECEC : 1771-1779.
- (12) Srinivasan, V., R.Fauvel,G.Walker and W. R.Martini. 1982. An isothermal second order Rigbon-Stirling engine computer program Proc. of the 17th IECEC : 1807-1812.
- (13) Tew.R., K.jefferies, D.Mido. 1978. A Stirling engine computer model for performance calculations, DOE/NASA/1011-78/24 NASA TM 78884.
- (14) Thieme L.G. 1979. Low-power baseline test results for the GPU-3 Stirling engine. NASA TM 79013.
- (15) Urieli, I., C.J.Rallis and D.M.Berchowitz. 1977. computer simulation of Stirling cycle machine. Proc. of the 12th IECEC : 1512-1521.
- (16) Urieli,I. 1978. A computer simulation of the JPL Stirling laboratory research engine. Proc. of the 13th IECEC : 1780-1783.
- (17) Urieli, I., and D.M.Berchowitz, 1984. Stirling cycle engine analysis, Adam Hilger Ltd. pp20-50.
- (18) Walker, G. 1979. Elementary design guidelines for Stirling engines. Proc. of the 14th IECEC : 1066-1068.
- (19) Walker, G. 1980. Stirling engine. Oxford Univ. Press. London. pp50-58.
- (20) West, C.D. 1981. Theoretical basic for the Beal Number. Proc. of the 16th IECEC : 1886-1887.