

〈論 文〉

# 이상적인 단열모델에 의한 스테링기관의 최적설계조건

유 호 선\*

(1989년 12월 6일 접수)

## The Optimum Design Conditions of Stirling Engines Using the Ideal Adiabatic Model

Hoseon Yoo

**Key Words :** Stirling Engines(스테링기관), Adiabatic Analysis(단열해석), Preliminary Design  
(예비설계)

### Abstract

To investigate the optimum design conditions of Stirling Engines at the preliminary design stage, comparative study between adiabatic analysis based on an approximate analytical solution to the Ideal Adiabatic Model and the existing isothermal analysis has been carried out. The optimum phase angle obtained from adiabatic analysis to achieve the maximum work with given combination of design parameters is greater than that from isothermal analysis, while the optimum swept volume ratio is smaller. Effect of variation in the temperature ratio on the work parameter is proved to be stronger in adiabatic analysis. On the contrary, the work parameter by adiabatic analysis is less sensitive to a change in the dead volume ratio. Especially in adiabatic analysis there exists the optimum dead volume ratio maximizing the work parameter, which may provide a lower limit of it. Considering that the adiabatic model is more reasonable, significant differences between two methods lead to the conclusion that adiabatic analysis is preferable to isothermal one for the preliminary design of Stirling Engines.

### 기 호 설 명

$C_p$ : 작동유체의 정압비열	$T$ : 온도
$m, M$ : 질량분률, 전체질량	$v$ : 무차원 체적, $V/V_E$
$n$ : 지수, $(\gamma-1)/\gamma$	$v_o$ : 무차원 간극체적
$p$ : 무차원 압력, $PV_E/MRT_h$	$V$ : 체적
$p_{max}$ : 최대압력	$V_c, V_E$ : 압축 및 팽창실린더의 행정체적
$P$ : 압력	$w$ : 무차원 일량, $W/MC_pT_h$
$q$ : 무차원 열량, $Q/MC_pT_h$	$w_p$ : 무차원 비출력, 식 (7)
$Q$ : 열량	$W$ : 일량
$r_o$ : 압축비, 식 (16)	$\alpha$ : 무차원 위상각
$R$ : 작동유체의 기체상수	$\gamma$ : 작동유체의 비열비
$t$ : 무차원 크랭크각도, $\theta/\pi$	$\theta$ : 크랭크 각도
	$\lambda$ : 행정체적비, $V_c/V_E$
	$\eta$ : 열효율, 식 (6)
	$\tau$ : 무차원 온도, $T/T_h$

\* 정회원, 경상대학교 공과대학 기계공학과

- 하첨자
- $a$  : 단열해석
  - $c$  : 압축실린더
  - $ck$  : 압축실린더와 냉각기사이
  - $d$  : 불용체적
  - $e$  : 팽창실린더
  - $eh$  : 팽창실린더와 가열기사이
  - $h$  : 가열기
  - $i$  : 등온해석
  - $k$  : 냉각기
  - $opt$  : 최적조건
  - $r$  : 재생기

1. 서론

스테링기관의 잠재적인 장점이 재인식됨에 따라 그 실용화를 위한 연구가 광범위하게 진행되고 있다. 기초분야의 하나로서, 기관의 예비설계단계에서 적절한 모델을 정립하고 주요설계인자의 성능에 대한 영향을 예측함으로써 최적설계조건을 파악하는 것은 구성요소의 배열 및 크기, 구동방법 등 기관의 기본형태(basic configuration)를 결정하는 데 필수적이다. 이에 따라, 다양한 종류의 성능해석방법 및 설계조건이 제안되어 왔으나 지금까지의 예비설계는 주로 기관 구성요소를 기능에 따라 수개로 구분하고 단순화한 Schmidt해석<sup>(1)</sup> 및 이를 수정한 방법들에 의존하여 왔다. 그 이유는, 가장 간편한 방법인 열역학적 선도해석<sup>(2)</sup>, Beale수에 의한 경험식<sup>(3)</sup> 등으로부터는 대략적인 성능평가는 가능하지만 구체적인 설계조건을 파악하기 곤란하며, 수치해석<sup>(4,5)</sup>은 보다 구체적인 정보를 제공하지만 방대한 관련자료 및 비용이 소요되므로 상세설계 또는 운전시뮬레이션에는 적합하나 예비설계의 목적에는 부합하지 않기 때문이다.

Schmidt해석은, 기관구성요소중 팽창 및 압축실린더가 이상적인 열교환에 의해 등온으로 유지된다고 취급하는 방법으로서, 각 실린더의 체적변화가 정현파형인 경우에 대하여 해석적인 해가 존재하기 때문에 적용이 대단히 편리할 뿐 아니라 West<sup>(6)</sup>가 지적하였듯이 Carnot사이클과 유사하게 기관성능에 대한 하나의 한계를 제시하는 점은 의의가 있다. 그러나, 이와같은 등온해석(isothermal analysis)은 실제 스테링기관에서 가열기 및 냉각기를

통하여 열교환되며, 각 실린더는 등온보다 단열에 접근하는 상태<sup>(6)</sup>로서 온도조건이 성능에 미치는 영향이 절대적임을 고려할 때, 해석모델 자체가 본질적인 문제를 내포하고 있으므로 타당한 해석방법은 아니다. 이를 개선하기 위하여 각 실린더를 단열상태로 취급한 단열해석(adiabatic analysis)<sup>(7)</sup>은 기관내 작동유체의 실제거동을 유사하게 반영하는 모델이지만, 일반적으로 해석적인 해가 존재하지 않기 때문에 결국 수치해에 의존하게 됨으로써 예비설계에의 적용은 제한되었다.

이에 따라, 해석과정 및 적용이 비교적 용이하면서 타당한 방법의 하나로서 단열모델중 가장 단순화된 형태인 이상적인 단열모델(ideal adiabatic model)에 대한 해석적 접근<sup>(8)</sup>이 시도되어 왔다.

본 연구에서는 이러한 해석적 근사해를 이용한 스테링기관의 최적설계조건에 관하여 취급하고자 한다. 단열해석의 결과를 대응하는 등온해석과 비교, 고찰함으로써 방법에 따른 조건의 차이를 보이고 주요 설계인자의 성능에 미치는 영향을 규명한다. 또한, 제인자에 따른 기관성능의 변화추이가 편리하게 표시될 수 있는 일종의 성능선도(performance map)를 작성하고자 한다.

2. 해 석

해석의 대상이 되는 이상적인 단열모델은 팽창 및 압축실린더내의 작동유체상태가 단열과정으로 변화하는 점을 제외하면 등온모델과 동일한 가정에 기초하며 구체적인 것은 Urieli등<sup>(9)</sup>을 참조하기 바란다. 작동유체 상태변화의 차이로 인하여 종속변수는 압력 이외에 각 실린더의 질량 또는 온도가 추가되며 이들을 결정하기 위한 기본 방정식은 질량 보존식 및 에너지 보존식<sup>(10)</sup>으로서 다음과 같다.

$$dm_e + dm_c + dm_a = 0 \tag{1}$$

$$\tau_{eh} dm_e = p dv_e + \frac{1}{\gamma} v_e dp \tag{2}$$

$$\tau_{ck} dm_c = p dv_c + \frac{1}{\gamma} v_c dp \tag{3}$$

여기서, 식 (2) 및 (3) 좌변의  $\tau_{eh}$ ,  $\tau_{ck}$ 는 조건부 온도로서 실린더로 질량유입시를  $dm > 0$ 로 취할 때

$$\tau_{eh} = \tau_h \quad \text{if } dm_e > 0 \tag{4}$$

$$\tau_{eh} = \tau_e \quad \text{otherwise} \tag{5}$$

의 형태로 정의된다.

식 (1)~(3)은 상호결합된 연립방정식으로서  $dm$ 의 부호에 의존하는 불완전한 형태이므로 추가적인 가정을 도입하지 않으면 일반적으로 해석적인 해는 존재하지 않는다. 그러나, 유호선<sup>(6)</sup>은 기관의 한 사이클을 다수의 열역학적 과정으로 구분하고 구분된 과정동안 각 실린더의 체적  $v_e, v_c$ 가 크랭크각  $t$ 에 대하여 선형적으로 변화한다고 근사함으로써 해석적인 해를 구하는 방법을 제시한 바 있다. 이 해석방법의 기본개념은, 먼저 구분된 각 과정을 팽창 및 압축실린더의 질량유동방향에 따라 정의된 4종류의 기본과정(fundamental process)중의 하나로 분류하는 방법을 정립하는데 있다. 각 기본과정에 있어서는,  $dm$ 의 부호가 결정되어 있으므로 식 (2) 및 (3)이 완결되며 또한  $v_e, v_c$ 가  $t$ 의 선형함수이기 때문에 기본방정식은 압력  $p$ 만의 식으로 귀결된다. 일단  $p$ 가 구해지면  $dm_e, dm_c$ 는 쉽게  $p$ 의 해석적함수로 표시될 수 있다. 결국, 기관의 한 사이클은 기본과정의 연속적인 조합형태로 구성되며 이때 주기 정상 조건(cyclic steady condition)의 적용은 필수적이다. 본 연구에서는 이러한 해석적 근사해를 이용한 기관의 최적 설계조건을 제시하고자 하므로 해를 구하는 구체적인 내용은 생략하고 해로부터 기관 성능을 평가하는 과정만 취급한다.

일반적으로 스테어링기관의 성능지표는 열효율과 비출력(work parameter)이며 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = w_{net}/q_h \quad (6)$$

$$w_p = w_{net}/\{n(1+\lambda)p_{max}\} \quad (7)$$

여기서, 다른 열기관과는 구별되는 비출력은 제한된 최고압력 및 최대행정체적에 대한 가능한 최대 출력으로서 최고압력은 기관구조의 중량과, 최대행정체적은 기관의 외형적인 크기와 직접 관련되므로 기관의 기본형태 따라서 최적설계를 위한 가장 중요한 성능지표<sup>(1)</sup>이다. 스테어링사이클에서 재생기 효율이 열효율에 미치는 영향<sup>(2)</sup>을 고려할 때, 이상적인 단열모델과 같이 재생기 효율이 1로 국한되는 경우 성능평가 지표로서 열효율은 큰 의미는 없으나 등온해석과의 비교를 위해 해석에 포함하였다.

이상적인 단열모델에서 가열기 및 냉각기를 통한 외부와의 열교환량은

$$\delta q_h = \frac{1}{\gamma} v_h dp + \tau_{eh} dm_e - \tau_h (dm_e + dm_h) \quad (8)$$

$$\delta q_k = \frac{1}{\gamma} v_k dp + \tau_{ck} dm_c - \tau_k (dm_c + dm_k) \quad (9)$$

로 표시된다. 또한, 재생기에서 축열재(matrix)와 작동유체사이의 열교환량은

$$\delta q_r = \frac{1}{\gamma} v_r dp + \tau_h (dm_e + dm_h) + \tau_k (dm_c + dm_k) \quad (10)$$

이며 한 사이클에 대하여 적분하면 당연히  $q_r=0$ 으로서 성능평가와 직접 관련은 없으나 계산과정의 오류 또는 주기정상조건의 만족여부를 확인하는 척도로서 유용하다. 한 사이클동안 순일(net work)은

$$w_{net} = n \int (p dv_e + p dv_c) \quad (11)$$

로서 식 (11)의 우변은 해석적인 적분이 불가능하므로

$$w_{net} = \int (\delta q_h + \delta q_k) \quad (12)$$

로 부터 계산한다. 식 (8) 및 (9)를 식 (12)에 대입하면 결국

$$w_{net} = \int (\tau_{eh} dm_e + \tau_{ck} dm_c) \quad (13)$$

이며 식 (2) 및 (3)을 식 (11)에 대입하여 확인할 수도 있다. 식 (13)의 우변은 각 과정에 대하여 해석적 적분이 가능<sup>(6)</sup>하므로 사용이 간편하다.

### 3. 결과 및 고찰

해석결과를 구체적인 수치로 계산하기 위해서는 각 실린더의 체적변화가 주어져야 한다. 체적변화는 구동기구에 따라 상이하지만 본 연구에서는 다음과 같은 삼각함수형태를 대상으로 하였다.

$$v_e(t) = \frac{1}{2}(1 + \cos t) + v_{oe} \quad (14)$$

$$v_c(t) = \frac{\lambda}{2}[1 + \cos(t - \alpha)] + \lambda v_{oc} \quad (15)$$

설계인자는 위상각  $\alpha$ , 행정체적비  $\lambda$ , 불용체적비  $v_a$ , 온도비  $\tau_k$ , 작동유체의 비열비  $\gamma$ , 압축비(volume compression ratio)  $r_v$  등이다. 특히, 압축비는 다른 열기관과는 달리

$$r_v = \frac{\text{maximum total gas volume}}{\text{mininum total gas volume}} \quad (16)$$

로 정의되며  $\alpha, \lambda$  및  $v_a$ 의 함수로서 체적변화의 형태에 의존한다. 작동유체의 종류변화는 고려하지

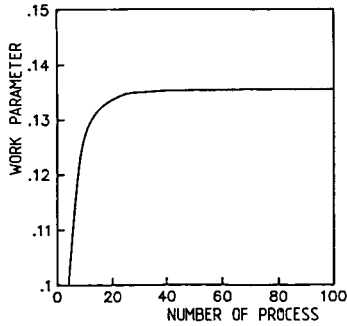


Fig. 1 Work parameter dependence on the number of process per cycle

않고 Helium ( $\gamma=5/3$ )으로 국한하였다. 이미 등온 해석에서  $\tau_h$ ,  $v_d$ 가 일정할 때  $\alpha$  및  $\lambda$ 는 비출력  $w_p$ 가 최대로 되는 최적치가 존재한다는 사실이 입증<sup>(1)</sup>된 바 있으므로, 본 연구에서는 단열해석시  $\tau_h$ ,  $v_d$ 변화에 따른 최적조건을의 차이를 규명하고 제 인자에 따른 기관성능을 총괄적으로 표시하는 성능선도를 작성하고자 한다.

한편, 전술한 해석적인 해는 각 기본과정에 대해서는 수학적으로 완전해이지만, 식 (14) 및 (15)와 같이 실제로  $t$ 에 대하여 비선형 함수인  $v_e$ ,  $v_c$ 를 선형화 한 결과이므로 전체 사이클에 대해서는 구간수에 의존하게 된다. 이론적으로는 구간수가 증가할수록 정확한 값에 접근하지만 실제 계산에서는 Fig. 1에 보인 비출력의 예와 같이 일정이상의 구간수에서는 값의 변화가 거의 없게 되므로, 본 연구에서는 한 사이클을 충분하다고 판단되는 40개의 과정으로 구분하여 계산하였다.

3.1 해의 비교

단열해석과 등온해석 공히 체적변화는 동일하나 온도조건이 상이하므로 압력의 차이를 수반하게 된다. 하나의 예로서  $\tau_h=0.3$ ,  $\alpha=0.5$ ,  $\lambda=1$ 인 경우에 대하여 크랭크각도에 따른 각 실린더의 온도변화를 Fig. 2, 압력변화를 Fig. 3에 표시하였다. 각 실린더의 온도는 등온해석에서는 각각 기열기 및 냉각기 온도로 유지되지만, 단열해석시는 작동유체의 단열팽창 및 압축에 의해 평균적 의미에서  $\tau_e$ 는  $\tau_h$ 보다 낮아지며  $\tau_c$ 는  $\tau_h$ 보다 높아진다. 온도변화의 폭은 이상기체의 단열과정에 대한 관계식으로부터 대략

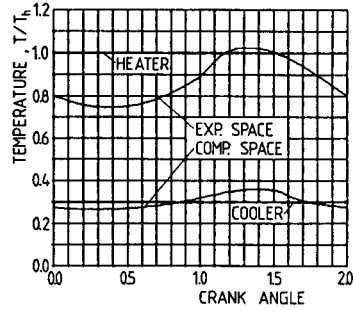


Fig. 2 Cyclic temperature variation in the expansion and the compression space by adiabatic process ( $\tau_h=0.3$ ,  $v_d=0.9$ ,  $\alpha=0.5$ ,  $\lambda=1$ )

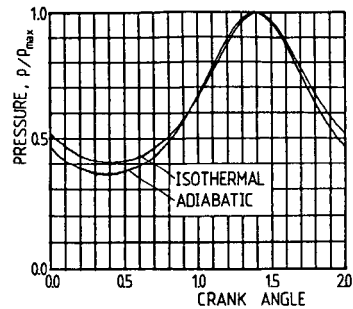


Fig. 3 Comparison of cyclic pressure variation by isothermal with adiabatic analysis ( $\tau_h=0.3$ ,  $v_d=0.9$ ,  $\alpha=0.5$ ,  $\lambda=1$ )

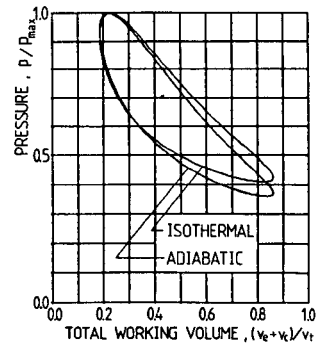


Fig. 4 Comparison of work diagram for the total working space ( $\tau_h=0.3$ ,  $v_d=0.9$ ,  $\alpha=0.5$ ,  $\lambda=1$ )

$$\frac{\Delta\tau_e}{\tau_h} \approx \frac{\Delta\tau_c}{\tau_h} \approx 1 - \gamma^{-1} \tag{17}$$

로 예측<sup>(6)</sup>할 수 있으므로  $\Delta\tau_e$ 가  $\Delta\tau_c$ 보다 큰점과 부합된다. 체적변화가 동일하므로 압력의 변화형태는 유사하지만 온도조건에 따라 압력변화의

폭은 단열해석이 크며 등온 및 단열과정에 대한 근사적인 압력변화

$$\left(\frac{\Delta p}{p_{max}}\right)_i \approx 1 - r_v^{-1} \quad (18)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{p_{max}}\right)_a \approx 1 - r_v^{-r} \quad (19)$$

와 정성적으로 일치한다. 한 사이클 동안의 일을 비교한 것이 Fig. 4로서 단열해석의 경우 압력변화는 크지만 순일은 비슷하다.

### 3.2 온도비의 영향

비출력  $w_p$ 가 최대가 되는  $\alpha$ ,  $\lambda$ 에 대한 온도비  $\tau_k$ 의 영향을 고찰하기 위하여  $v_a=0.9$ 로 일정하게 유지하면서 0.25~0.5사이 6개 값의  $\tau_k$ 에 대한  $w_p-\alpha$  및  $w_p-\lambda$  선도를 각각 등온해석 및 단열해

석으로 구분하여 Fig. 5~8에 게재하였다. 대응하는 경우에 대하여 열효율  $\eta$ 의 경향을 파악하기 위한  $\eta-\alpha$  및  $\eta-\lambda$  선도는 Fig. 9, 10이다. 먼저, Fig. 5 및 6에서 등온해석의 경우  $\alpha_{opt}$ 가  $\tau_k$ 에 무관하게 거의 일정치(약 0.54)가 되지만, 단열해석에서는  $\alpha_{opt}$ 가  $\tau_k$ 의 증가에 따라 커질뿐 아니라 그 절대값도 등온해석의 결과보다 큰 점이 비교된다. 또한,  $\left|\frac{\partial w_p}{\partial \alpha}\right|$ 는  $\tau_k$ 가 작을수록 증대하는데 이 점은 냉각기 온도가 일정할 때 가열기 온도가 고온일수록  $\alpha$ 의 최적치를 선정하는 것이 더욱 중요하다는 의미이다.

행정체적비  $\lambda$ 에 대한  $\tau_k$ 의 영향은 Fig. 7, 8에서 고찰할 수 있듯이  $\alpha$ 와는 대조적으로 단열해석의 경우  $\tau_k$ 에 따른  $\lambda_{opt}$ 의 변화가 등온해석보다 작으며 절대값도 작다. 해석방법에 무관하게  $\left|\frac{\partial w_p}{\partial \lambda}\right|$

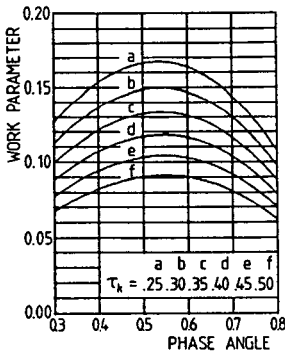


Fig. 5 Effect of the temperature ratio on the work parameter by isothermal analysis as a function of phase angle ( $v_a=0.9, \lambda=1$ )

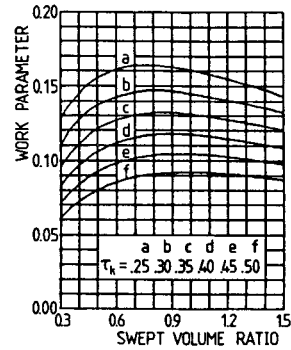


Fig. 7 Effect of the temperature ratio on the work parameter by isothermal analysis as a function of swept volume ratio ( $v_a=0.9, \alpha=0.5$ )

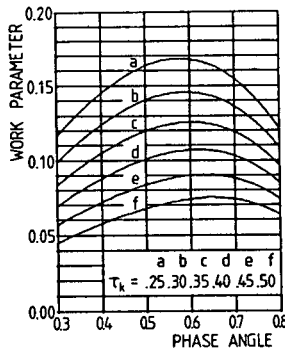


Fig. 6 Effect of the temperature ratio on the work parameter by adiabatic analysis as a function of phase angle ( $v_a=0.9, \lambda=1$ )

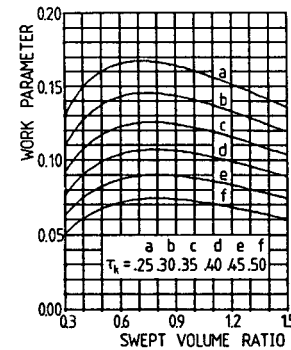


Fig. 8 Effect of the temperature ratio on the work parameter by adiabatic analysis as a function of swept volume ratio ( $v_a=0.9, \alpha=0.5$ )

는  $\lambda < \lambda_{opt}$  일때  $\lambda > \lambda_{opt}$  보다 크므로 기관크기를 최적치보다 축소할 경우 큰 출력손실이 초래됨을 고려하여야 할 것이다. 한편,  $\tau_k$ 의 증가에 따라  $w_p$ 가 감소하는 것은 열역학적으로 당연하지만  $\left| \frac{\partial w_p}{\partial \tau_k} \right|$ 가 단열해석시 등온해석보다 큰 점은 중요한 의미가 있다. 즉, 목표로하는  $w_p$ 를 위하여 등온해석에 의존하여  $\tau_k$ 를 선정하면 실제의 경우 큰 오차를 수반할 가능성이 있기 때문이다.

열효율이  $\tau_k$ 에 비례하여 감소하는 사실은 이론적으로 타당하지만, Fig. 9 및 10에서  $\alpha$ 에 따라 증가,  $\lambda$ 에 따라 감소하는 결과로부터  $\eta$ 는  $r_v$ 의 단조감소 함수임을 예측할 수 있다. 즉,  $r_v$ 는  $v_d$  및  $\alpha$ 의 증가에 따라,  $\lambda$ 의 감소에 따라 작아지기 때문이다. 이러한 사실은 식 (17)을 이용한 열효율의 근사식<sup>(6)</sup>

$$\eta \approx 1 - \frac{\tau_k + \Delta\tau_c/2}{\tau_k - \Delta\tau_e/2} \quad (20)$$

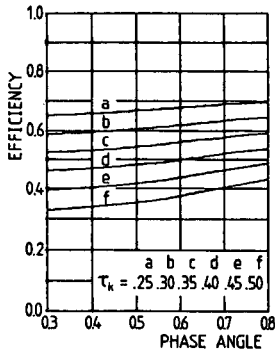


Fig. 9 Effect of the temperature ratio on the thermal efficiency by adiabatic analysis as a function of phase angle ( $v_d=0.9, \lambda=1$ )

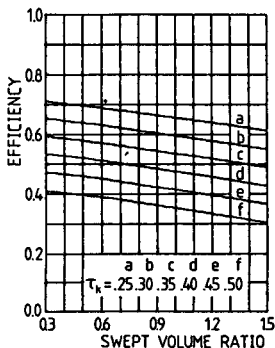


Fig. 10 Effect of the temperature ratio on the thermal efficiency by adiabatic analysis as a function of swept volume ratio ( $v_d=0.9, \alpha=0.5$ )

에서도 확인된다.

### 3.3 불용체적비의 영향

온도비의 경우와 유사하게  $\tau_k=0.3$ 으로 고정하였을 때  $v_d=0.5\sim 3.0$ 의 범위에 있는 6개 값에 대한  $w_{pi}-\alpha, w_{pa}-\alpha, w_{pi}-\lambda, w_{pa}-\lambda$  선도가 각각 Fig. 11~14이다. 등온 및 단열해석 공히  $v_d$ 의 증가에 따라  $\alpha_{opt}$ 는 작아지는 경향(Fig. 11 및 12)이지만,  $v_d$ 에 따른  $\alpha_{opt}$ 의 변화가 등온해석시의 작음에 비하여 단열해석시는 대단히 크며 절대값은 단열해석의 경우가 현저하게 크다. Fig. 13 및 14에서  $\lambda_{opt}$ 에 대한  $v_d$ 의 영향은 해석방법에 상관없이 정성적으로는 유사하지만  $\lambda_{opt}$ 의 값은 등온해석결과가 크다.

단열해석에 국한된 특징은 Fig. 12 및 14에서  $v_d=0.5$ 에 대한  $w_p$ 가  $\alpha$  및  $\lambda$ 의 특정한 범위에서는  $v_d \geq 1$ 에 대한  $w_p$ 보다 작아지는 사실로서 압축비

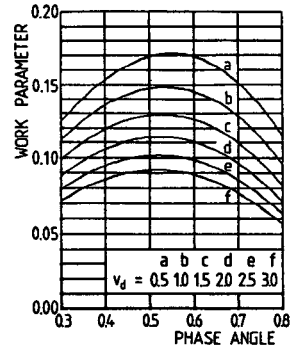


Fig. 11 Effect of the dead volume ratio on the work parameter by isothermal analysis as a function of phase angle ( $\tau_k=0.3, \lambda=1$ )

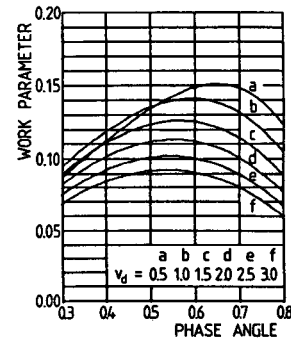


Fig. 12 Effect of the dead volume ratio on the work parameter by adiabatic analysis as a function of phase angle ( $\tau_k=0.3, \lambda=1$ )

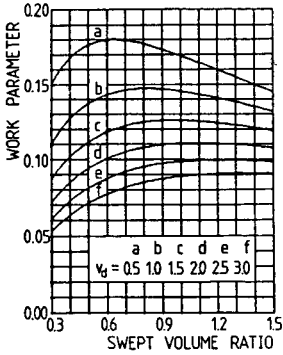


Fig. 13 Effect of the dead volume ratio on the work parameter by isothermal analysis as a function of swept volume ratio (\$\tau\_k=0.3, \alpha=0.5\$)

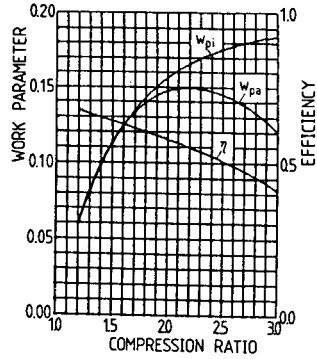


Fig. 15 Work parameter and thermal efficiency as a function of volume compression ratio (\$\tau\_k=0.3, \alpha=0.6, \lambda=1\$)

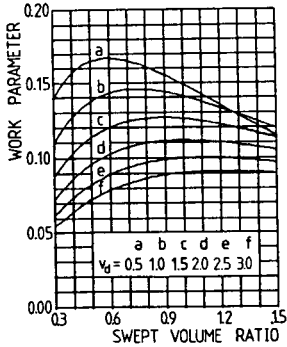


Fig. 14 Effect of the dead volume ratio on the work parameter by adiabatic analysis as a function of swept volume ratio (\$\tau\_k=0.3, \alpha=0.5\$)

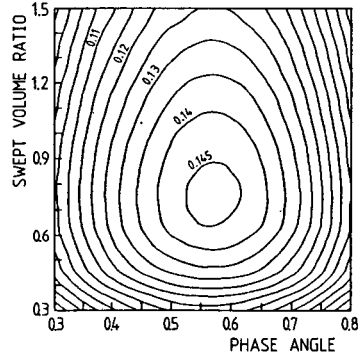


Fig. 16 Contour map of the work parameter by adiabatic analysis as a function of phase angle and swept volume ratio (\$\tau\_k=0.3, v\_d=0.9\$)

$r_v$ 가 커지는 방향이라는 공통점을 발견할 수 있다. 이점으로 부터 등온해석에서  $w_p$ 가  $v_d$ 의 단조함수인 것과는 달리, 단열해석에서는  $w_p$ 가  $v_d$ 에 대해서도 최대가 되는 즉  $v_d$ 의 최적치가 존재함을 예측할 수 있다. 구체적으로  $\tau_k=0.3, \alpha=0.6, \lambda=1$ 인 경우에 대하여  $v_d$ 의 변화에 따른  $w_p(r_v)$ 를 확인한 결과가 Fig. 15로서  $\eta(r_v)$ 도 확인할 수 있다. 그러나, 지금까지 기관성능을 열역학적 선도해석<sup>(2)</sup>에서 같이 압축비  $r_v$ 만의 함수로 표시하지 않은 것은  $r_v$ 는  $\alpha, \lambda, v_d$ 의 함수로서 예를들어 Fig. 15에서  $r_{v,opt}$ 를 구하였다 하여도 설계인자인  $\alpha, \lambda, v_d$ 값의 여러가지 조합이 가능하므로 구체적인 설계조건을 제공하는 인자로는 부적합하기 때문이다. 실제 기관에서 충분한 열교환을 위해 필요한 최소의  $v_d$ 를 감안할 때  $r_v > r_{v,opt}$ 보다는  $r_v < r_{v,opt}$ 인  $v_d$ 의 범

위에서 설계가 가능하지만, 등온해석에 의존할 경우 고출력을 위하여 가능하면  $v_d$ 의 최소화를 추구하게 되는 반면, 단열해석에서  $r_{v,opt}$ 에 대응하는  $v_d$ 는 일종의 하한치로서 의미가 있다. 또한,  $\left| \frac{\partial w_p}{\partial v_d} \right|$ 가 등온해석보다 단열해석에서 작으므로 최적치는 아니지만 출력의 큰 손실없이  $v_d$ 를 융통성있게 선정할 수 있으며  $\left| \frac{\partial w_p}{\partial \tau_k} \right|$ 의 경우와는 대비가 된다.

### 3.4 성능선도

이상의 고찰에서, 스테링기관의 성능 즉 비출력은  $\alpha, \lambda$  각각에 대하여 최대치가 존재하며  $\tau_k, v_d$ 에 따라 그 값이 변화함을 확인할 수 있었다. 실제 설계와 관련하여 고려할 때,  $\tau_k$ 는 외부의 열원조건에 의존하며  $v_d$ 도 열교환기성능 및 기관구성상

최소치는 제한되므로 기관의 기본형태는 실질적으로  $\alpha$  및  $\lambda$ 에 의해 결정된다. 따라서, 기관의 최적설계를 위해서는 주어진  $\tau_k, v_a$ 에 대한  $w_p$ 로부터  $\alpha_{opt}$  및  $\lambda_{opt}$ 를 동시에 파악하는 것이 편리하다. 대표적인 예로서  $\tau_k=0.3, v_a=0.9$ 인 경우에 대하여 단열해석에 의한  $w_p(\alpha, \lambda)$  즉 성능선도를 Fig. 16에 도시하였다. 성능선도로부터 발견할 수 있는 사실은 주어진 조건에서  $\alpha_{opt}$ 는  $\lambda$ 에  $\lambda_{opt}$ 는  $\alpha$ 에 거의 무관한 점으로서  $\alpha$  및  $\lambda$ 는 서로 독립적인 설계인자임을 의미한다. 또한, 3.2절에서 지적한  $\left| \frac{\partial w_p}{\partial \lambda} \right|$ 가  $\lambda > \lambda_{opt}$ 일 때  $\lambda < \lambda_{opt}$ 인 경우보다 작은 사실을 재확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

스테링기관의 예비설계단계에서 기관의 기본형태를 결정하기 위하여 이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해 및 대응하는 등온해석에 의한 최적설계조건을 비교, 고찰한 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

- (1) 위상각과 행정 체적비는 서로 독립적인 설계인자이다.
  - (2) 온도비의 증가에 따라 비출력이 최대가 되는 최적위상각 및 최적행정 체적비는 커진다.
  - (3) 불용체적비의 증가에 따라 최적위상각은 작아지며, 최적행정 체적비는 커진다.
  - (4) 최적위상각은 단열해석이 등온해석보다 크고, 최적행정 체적비는 단열해석이 등온해석보다 작게 된다.
  - (5) 등온해석과 비교하여 단열해석시 비출력에 대한 온도비의 영향은 크고, 불용체적비의 영향은 작다.
  - (6) 단열해석시 비출력이 최대가 되는 최적불용체적비가 존재하며 이는 불용체적비의 하한치로서의 의미가 있다.
  - (7) 단열해석시 열효율은 압축비의 단조함수이다.
- 이상의 내용을 종합적으로 검토할 때 등온해석과 단열해석에 의한 설계조건에는 현저한 차이가 있다. 단열모델이 등온모델보다 실제기관의 거동에

접근한 것이며 단열모델에 대한 해석방법의 용이성, 경제성등의 관점에서 큰 문제점이 없음을 고려하면, 스테링기관의 예비설계는 단열해석에 의존하는 것이 타당하다.

#### 후 기

본 연구는 1989년도 한국과학재단의 기초연구비(과제번호 893-0901-008-1)지원에 의한 결과로서 이에 감사의 뜻을 포함합니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Walker, G., 1980, "Stirling Engines", Clarendon Press.
- (2) Reader, G. T. and Cross, M., "The Pseudo Stirling Cycle - A Suitable Performance Criterion?", Proc. 13th IECEC, pp. 1763~1770.
- (3) West, C. D., 1981, "Theoretical Basis for Beale Number", Proc. 16th IECEC, pp. 1886~1887.
- (4) Berchowitz, D. M., Urieli, I. and Rallis, C. J., 1980, "A Numerical Model for Stirling Cycle Machines", J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol. 102, pp. 756~761.
- (5) Martini, W. R., 1986, "A Stirling Engine Analysis Method Based Upon Moving Gas Nodes", Proc. 21st IECEC, pp. 569~574.
- (6) West, C. D., 1986, "Stirling Machines - Adiabatic to Isothermal", Proc. 3rd ISEC, pp. 557~570.
- (7) Finkelstein, T., 1962, "Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer", J. Eng. Industry, Trans. ASME, Vol. 84, pp. 165~179.
- (8) 유효선, 1990, "스테링기관의 이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해", 대한기계학회논문집, 제14권, 제 1 호, pp. 172~178.
- (9) Urieli, I. and Berchowitz, D.M., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd, Bristol.
- (10) Qvale, E. B. and Smith, Jr., J. L., 1968 "A Mathematical Model for Steady Operation of Stirling - Type Engines", J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol. 90, pp. 45~50.