〈論 文〉

해석적 근사해에 근거한 스터링기관의 2차단열해석법

유호선*

(1991년 10월 21일 접수)

A Second-Order Adiabatic Analysis Method of Stirling Engines Based on the Approximate Analytical Solution

Hoseon Yoo

Key Words: Stirling Engines(스터링기관), Second Order Analysis(2차해석법), Adiabatic Analysis(단열해석), Ideal Adiabatic Model(이상적 단열모델)

Abstract

To predict performances of Stirling Engines, a second-order analysis method has been developed. The present method which is based on the approximate analytical solution to the Ideal Adiabatic Model includes major loss mechanisms due to finite heat transfer and flow friction. Comparison of calculated results with the previously reported study for a specific engine shows reasonable agreements and a possibility of being used for basic designs. Also, predicted performances with repect to engine speeds are consistent with experimental data in trend. To improve the prediction capability of this method, it is needed that not only additional losses should be taken into account, but also fundamental characteristics of oscillating flow and heat transfer should be better understood.

기호설명

A_d, A_p : 변위기(displacer) 및 피스턴단면적
A_f, A_w : 유로단면적, 열전달표면적
C_p, C_v : 작동유체의 정압, 정적비열
d, d_m, d_h : 열교환기관 내경, 축열재 소선직경, 수력직경
e : 구동기구의 편심율(eccentricity)
f : 마찰계수
h : 열전달계수
k : 작동유체의 열전도율
L : 열교환기 길이 또는 커넥팅로드 길이
$m, \dot{m}$: 질량, 질량유량
Nu : Nusselt수, hd/k
P, P_m : 압력, 평균압력
$\Delta P, \Delta P_t$: 압력손실, 압력손실의 합
Pr : Prandtl수
$Q, Q_{in}, \dot{Q}_d$: 열량, 공급열량, 열소산율
$|Q_r|$: 재생기내의 열교환량, 식(18)
r : 구동기구의 크랭크팔 길이
R : 작동유체의 기체상수
Re : Reynolds수, $|\dot{m}|d/(A_f\mu)$
t : 무차원 크랭크각도, θ/π
T, T_0 : 온도, 기준온도(273 K)
T_{su} : Sutherland상수(He의 경우 80K)
V : 체적
$W, W_i, \dot{W}_b$: 일, 도시일, 제동출력
β : 재생기축열재의 형상계수 (적층금망의 경우 4)
ε : 재생기효율
θ : 크랭크각도

*정회원, 경상대학교 기계공학과

μ, μ_0 : 점도, 기준점도(He의 경우 18.85×10^{-6} kg/ms)
η_b, η_m : 제동열효율, 기계적효율
ϕ : 재생기축열재의 공극율(porosity)
ω : 기관회전수 [Hz]

하첨자

c : 압축부
e : 팽창부
eh : 팽창부와 가열기사이
h : 가열기
k : 냉각기
r : 재생기
w : 관벽

1. 서 론

최근 기존의 열기관을 대체할 수 있는 또는 새로운 동력원의 하나로서 스터링기관은 자동차, 발전, 잠수정, 인공심장, 우주선, 군사목적, 태양열변환, 열펌프 등 다양한 응용분야에서 연구되고 있다[1]. 이러한 스터링기관의 개발 또는 성능개선을 위한 설계에 있어서 효율적인 성능예측수단은 필수적인 요소이며, 해석방법은 대상모델에 도입된 단순화정도에 따라 1차, 2차및 3차해석으로 대별된다. 1차해석은 가장 이상화된 방법으로서 Schmidt해석[2]이 대표적이며, 일반적으로 해석적인 해가 존재하므로 기관의 개념설계 또는 정성적인 예비설계에 편리하다. 3차해석은 가장 실제와 유사한 모델을 대상으로 작동유체의 거동과 각종손실사이의 상호작용까지 고려한 정량적인 방법으로서, 복잡한 수치해석에 의존하므로 대용량, 장시간이 소요되며 기관의 상세설계 또는 최적작동조건 파악을 위한 운전 시뮬레이션에 주로 적용되고 있다[3].

2차해석은 단순화된 모델에 대하여 구한 작동유체의 거동에 상호작용은 고려하지 않고 성능에 영향을 미치는 제인자를 추가적으로 포함시키는 방법으로서, 경제적이고 사용이 간편하며 비교적 실제에 접근한 정보를 제공하므로 기관의 기본설계에 널리 적용되고 있다[4]. 기본해를 구하는 방법, 손실의 계산방법 또는 해석에 포함되는 대상 등에 따라 다양한 종류가 있으며 MARWEISS (MARTINI-WEISS 및 CRYOWEISS)[5~7]가 대표적인 예이다. MARWEISS는 기관성능을 비교적 정확히 예측하고 그림형태의 출력이 가능하므로 편리하지만, 등온해석에 근거하고 있으며 내용의 수정이 불가능한 실행파일형태로 판매되고 있으므로 사용에 한계가 있을뿐 아니라 아직도 수정작업이 진행중인 프로그램이다[7]. 사실 대부분의 2차해석에서 등온가정에 의존하는 이유는 해석과정이 용이하기 때문이며 본질적으로는 기관내 작동유체의 실제거동을 고려할 때 단열해석이 보다 개선된 방법임은 자명하다[1].

본 연구에서는, 이미 알려진 이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해[8]를 기본해로 취하고, 열교환과정의 손실및 작동유체의 유동손실 등 성능에 미치는 영향이 비교적 큰 인자만을 고려하여, 성능을 쉽게 예측할 수 있는 2차단열해석법의 하나를 개발하고자 한다. 방법의 타당성및 적용예를 보이기 위하여 기존의 스터링기관중 각종제원및 실험결과가 발표되어 있어 비교의 기준으로서 적합한 GPU-3(ground power unit)기관[9]을 대상으로 해석방법을 실제 적용하고 결과를 고찰하기로 한다.

2. 해석 방법

2.1 해석적 근사해

이상적인 단열모델에 도입된 가정, 이에 대한 해석적 근사해를 구하는 과정, 방법 및 결과에 관해서는 문헌[8,10]에서 구체적으로 취급하고 있으므로 여기서는 중복을 피하기 위하여 생략한다. 기본해는 작동유체종류, 각 실린더의 체적변화, 가열기및 냉각기 온도 등 부여된 조건에 대하여 크랭크각도에 따른 기관내 압력변화, 각 실린더의 온도 또는 질량변화로 표시되며 기관의 성능계산을 위한 질량유량, 사이클당 열교환량 및 일량, 이에 따른 출력, 열효율은 쉽게 계산될 수 있다.

2.2 열교환기

가열기및 냉각기에서 외부 열원과의 유한한 열전달및 유체유동에 따른 손실을 고려하였다. 기본해는 열교환기내 작동유체온도가 각각 일정하게 유지되는 경우에 대하여 구해지므로, 실제기관에서 주어진 열원온도로 부터 평균적인 의미에서 작동유체온도를 계산하여야 한다. 열전달계수는 열교환기형태에 따라 상이하며 실험에 의해 결정되어야 하지만, 범용인 관형의 경우 이론적으로 잘 알려져 있다. 관내벽온도를 열원온도로 취급한다면, 가열기및 냉각기내 작동유체온도는 각각

$$T_h = T_{hw} - Q_h\omega/(\overline{h_h}A_{wh}) \quad (1)$$

$$T_k = T_{kw} - Q_k\omega/(\overline{h_k}A_{wk}) \quad (2)$$

로 계산된다. 여기서 Q_h 및 Q_k는 작동유체온도의 함수이므로 최초에는 T_h, T_k를 T_{hw}, T_{kw}로 가정하고 변화가 없을 때 까지 반복계산하여 구한다. 유동속도는 크랭크각도 즉 시간의 함수이므로, 평균열전달계수 $\overline{h_h}$, $\overline{h_k}$는 Re수 2000이하를 층류로, 4000이상을 난류로 취급하고[9] 각각 벽면온도가 일정한 경우에 대한 이론식[11]

$$Nu = 3.658 \quad (3)$$

$$Nu = 0.021 \cdot Pr^{0.5} \cdot Re^{0.8} \quad (4)$$

을 적용하며 천이영역($2000 < Re < 4000$)에 대해서는 식(3)과 (4)를 보간하여 구한 순간열전달계수의 사이클에 대한 평균치이다.

유동에 따른 압력손실도 열전달계수와 유사하게 층류, 난류 각각에 대한 마찰계수

$$f = 16.0/Re \quad (5)$$

$$f = 0.791 \cdot Re^{-0.25} \quad (6)$$

로 부터 구하였다. 여기서 Re수는 열교환기 중간위치에서의 질량유량및 관내경을 기준으로 정의되었으며, 온도의 변화가 크기 때문에 점도의 온도의 존성을

$$\mu = \mu_0\left(\frac{T_0 + T_{su}}{T + T_{su}}\right)\left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \quad (7)$$

로써 고려하였다[9]. 열교환기내의 압력손실과 마찰계수사이의 관계는 다음과 같다.

$$\Delta P = 2f\dot{m}^2(L/d)/(\rho A_f^2) \quad (8)$$

2.3 재생기

재생기의 열전달및 유동특성은 스터링기관의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 인자로서, 충전된 축열재(matrix)종류에 전적으로 의존하며 실험에 의해 결정될 수 밖에 없다. 재생기내의 유로는 축열재로 인하여 대단히 미세하며 열교환기에서와 같이 유동 영역을 구분할 필요는 없다. 적층금망(stacked wire mesh), 발포금속(sponge metal) 등 다양한 재료에 대한 실험결과 구해진 경험식[12]

$$Nu_r = 0.33 \cdot Re_r^{0.67} \quad (9)$$

$$f_r = 1.60 + 175.0/Re_r \quad (10)$$

을 이용하였다. 여기서, 무차원수의 특성길이는 축열재의 수력직경으로서

$$d_h = 4d_m\phi/[\beta(1-\phi)] \quad (11)$$

로 정의되며, 재생기에서의 압력손실은 관형과는 달리 다음식으로 계산된다.

$$\Delta P_r = 0.5f_r\dot{m}_r^2(L_r/d_h)/(\rho A_{fr}^2) \quad (12)$$

재생기효율은, 성능에 큰 영향을 미치지만[13] 단주기로 왕복유동하는 스터링기관의 특성때문에, 개념적인 정의가 일반화되어 있지는 못하다. 다만, 그 값이 1에 접근하므로 여수형태인 비효율(ineffectiveness)로 표시하는 것이 편리하다. 본 연구에서는 식 (9) 및 (10)으로 표시된 재생기특성과 부합될 뿐 아니라 무차원수와의 관계가 잘 확립된 Urieli등의 정의[9]를 다음과 같이 도입하였다.

$$1-\varepsilon = 1/[1+2Nu_r \cdot L_r/(Pr \cdot Re_r \cdot d_h)] \quad (13)$$

2.4 열소산

열교환기 및 재생기내의 유동에 따른 열소산(dissipation)은 기관성능에 대한 기여도는 크지 않으나 압력손실을 고려하는데 대응하도록 다음식으로 해석에 포함하였다[9].

$$\dot{Q}_d = \Delta P|\dot{m}|/\rho \quad (14)$$

2.5 기관성능

기관성능지표는 열효율과 출력으로서, 열전달을 고려하여 구한 열교환기내 작동유체 온도를 적용하여 계산한 압력을 압축부의 압력으로 취하면, 한 사이클동안의 압력손실이 포함된 도시일(indicated work)은

$$W_i = \oint PdV_c + \oint(P - \Delta P_t)\,dV_e \quad (15)$$

로 계산된다. 여기서, 압축부의 압력을 기준압력으로 취한 것은 왕복유동에 따른 압력손실이 결과적으로 팽창부에서의 출력저하를 초래하기 때문이다[9]. 가열기 및 재생기에서의 열소산은 공급열량의 감소에 기여하므로 사이클당 총공급열량은

$$Q_{in} = Q_h + |Q_r|(1-\varepsilon) - Q_{dh} - Q_{dr} \quad (16)$$

이다. Q_h는 기본해로 부터

$$Q\oint = \oint C_v V_h dP/R + \oint C_p T_{eh} dm_e - \oint C_p T_h(dm_e + dm_h) \quad (17)$$

로 계산되는 가열기공급열량이며[8], 식(16) 우변 제2항은 재생기의 비효율로 인한 추가소요열량으로서 $|Q_r|$은

$$|Q_r|=\frac{1}{2}\oint|C_v V_r dP/R+C_p T_h(dm_e+dm_h)+C_p T_k(dm_c+dm_k)| \quad (18)$$

로 표시되는 축열재와 작동유체사이의 열교환량이다[13]. 또한, Q_{dh}, Q_{dr}은 각각 한 사이클동안 가열기및 재생기에서의 소산열량이다. 냉각기에서의 열소산은 냉각기부하의 증가에만 기여하게 되므로 성능과 직접적인 관련은 없다. 따라서, 기계적효율을 η_m으로 표시할 때 제동출력및 열효율은 다음과 같다.

$$\dot{W}_b=\eta_m\cdot\omega\cdot W_i \quad (19)$$

$$\eta_b=\eta_m\cdot W_i/Q_{in} \quad (20)$$

3. 결과 및 검토

3.1 적용대상 스터링기관

타 해석방법과의 비교 및 본 해석방법에 의한 계산결과를 보이기 위하여 대표적인 스터링기관의 하나인 General Motors사 제작 GPU-3기관을 적용대상으로 선정하였다. 기관의 개략도는 Fig. 1과 같으며 제원은 문헌[5,7,9]등에서 자세히 취급하고 있으므로 참조하기 바란다. 이 기관은 Rhombic drive mechanism을 채용하고 있으며 각 실린더의 체적변화는 A_d, A_p, L, r, e에 의존한다. 구동기구에 따른 기구학적 특성은 본 연구에서 취급할 사항은 아니므로 문헌[9]에서 인용하였다.

3.2 타 연구와의 비교

본 해석방법의 타당성을 고찰하기 위하여 전술한 특정기관에 적용한 결과를 이미 발표된 타 연구[5,7]

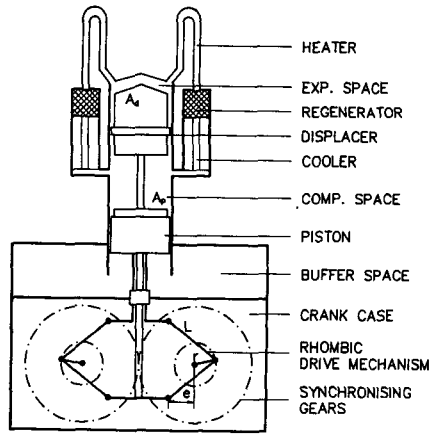

Fig. 1 Schematic diagram of GPU-3 Stirling Engine

와 2경우의 작동조건에 대하여 Table 1에서 비교하였다. 여기서, 기계적효율은 실제 기관회전수의 함수이지만 작동유체의 상태와는 무관한 구동기구, 윤활조건, 베어링등에 의존하며 그 의존도가 잘 알려져 있지 않기 때문에 본 연구에서는 비교대상연구와 상응하도록 일정(0.85)한 것으로 취급하였다. 해석결과는 보고된 실험자료와는 상당한 차이가 있으나 해석모델의 단순화된 정도및 해석에 포함된 손실 종류가 소수임을 고려하면 비교적 좋은 일치를 보이며, 3차해석결과를 참조할 때 스터링기관의 기본설계에 충분히 적용가능한 것으로 판단된다. 한편, 본 연구와 같은 2차해석법인 MARWEISS의 경우, 열효율은 실험치와 완전히 일치하고 있으나 출력및 공급 열량은 과소예측되어 있다. 이론해석시 실제의 모든 요소(주로 손실)를 포함시킬 수는 없기 때문에 일반적으로 예측치(특히 출력의 경우)는 실험치보다 크며, 등온해석에 의한 결과는 같은 조건에서 단열해석의 경우보다 크다는 관점에서 판단할 때, MARWEISS에서는 손실을 과다산정하였

Table 1 Comparison of calculated performances with previous work[5] for GPU-3 Stirling Engine

Case	Operating Conditions	Parameters	Measured	MARWEISS	3rd Order	Present
1	Helium 4.26MPa, 1530rpm 1023.9K, 310K	Brake Power[W] Heat Input[W] Thermal Eff.	1853 7154 25.9	1437 5468 26.3	3975 12458 31.9	2835 5759 37.4
2	Helium 2.82MPa, 3000rpm 1026.7K, 310K	Brake Power[W] Heat Input[W] Thermal Eff.	1400 7693 18.2	1192 6515 18.3	4609 13613 33.9	3157 9482 33.3

을 가능성이 크다.

실제기관의 설계시 출력은, 스터링기관의 현재 기술수준을 고려할 때, 오히려 열효율 보다 더욱 중요한 성능지표이므로 열효율의 일치만으로 해석 방법의 우열을 평가할 수는 없다. 또한, 만일 본 연구결과가 2차등온해석보다 성능예측면에서 열등하다 할지라도, 작동유체의 상태변화와 제 손실사이의 상호작용은 공히 무시되었기 때문에, 포함된 손실종류가 충분하지 못한 점에 기인할 뿐 단열해석에 근거한 접근방법 자체는 본질적으로 타당하다. 해석에 포함되지 못한 열전도, 작동유체의 누설및 상태변화의 비가역성 등에 의한 손실계산법에 관한 연구가 진전되어 추가적으로 고려된다면 예측치는 실험치에 좀더 접근할 것으로 보인다.

3.3 사이클에 대한 해석결과

한 사이클동안 크랭크각도에 따른 해석결과를 보이기 위하여 가열기및 냉각기의 열원(관벽) 온도가 각각 1024K, 310K이며 평균압력 4.26MPa, 회전수 2500rpm, 작동유체가 Helium인 경우에 대하여 계산한 결과가 Figs. 2~8이다.

열교환기를 통과하는 질량유량은 Fig. 2와 같이 통상적인 정현파형과는 판이하며 각각의 형태도 다르다. 온도에 따른 밀도차이로 인하여 가열기에 비하여 냉각기유량의 최대치가 크게됨을 알 수 있다. 질량유량으로 부터 계산한 가열기및 냉각기의 순간 Re수는 Fig. 3에 도시되어 있다. 왕복유동의 특성 때문에 Re수는 유량의 절대치로 정의되었으며 한 사이클중 2회씩 $Re=0$이 되는 등 값의 변화가 대단히 크다. 이와같은 유동형태에 있어서, 2.2절에서 취급한 바와 같이 Re수에 따라 층류, 난류및 천이유동으로 구분한 점은 물론 평균열전달계수를 Re수에 따라 급변하는 순간열전달계수로 부터 계산하는 방법의 타당성은 계속 연구되어야 할 과제이다. 식(1)과 (2)로 부터 계산된 열교환기내 작동유체온도, T_h, T_k 및 이에 대응하는 팽창및 압축부온도 T_e, T_c의 변화를 Fig. 4에 도시하였다. 열교환기내의 유체온도와 열원온도사이의 현저한 차이는 유한한 열전달에 따른 결과로서 1차해석과 2차해석의 전형적인 차이를, 단열팽창및 압축에 의한 실린더내 온도변화는 등온해석과 단열해석의 차이를 보여준다. 기본해에 의한 열교환량및 일을 크

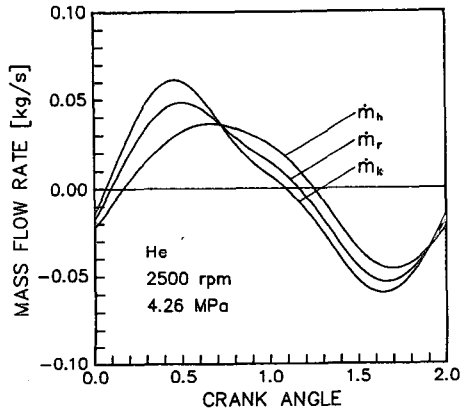

Fig. 2 Variation of mass flow rate at midposition of each component during a cycle

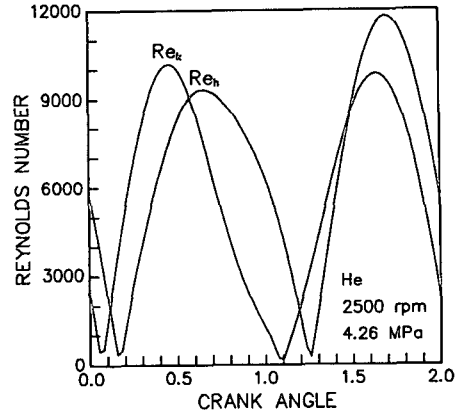

Fig. 3 Variation of instantaneous Reynolds Numbers for heater and cooler during a cycle

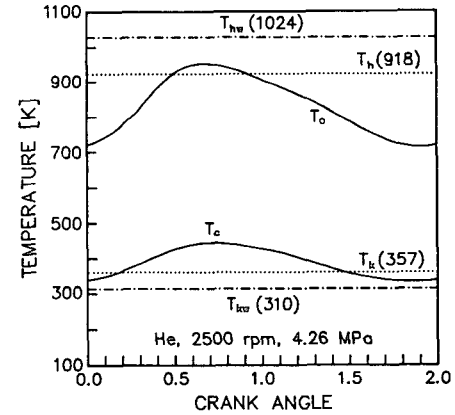

Fig. 4 Temperature variation of expansion and compression spaces with calculated mean working fluid temperatures in heater and cooler during a cycle

랭크각도에 대하여 적산하여 표시한 Fig. 5에서, 재생기내의 작동유체와 축열재사이의 열교환량이 가열기및 냉각기를 통한 외부와의 열교환량에 비하여 훨씬 크며, 따라서 재생기의 효율이 기관성능에 큰 영향을 미친다는 사실을 확인할 수 있다.

기본해에 근거하여 2.2및 2.3절에서 기술한 압력손실을 계산한 결과가 Fig. 6이다. 예상대로 재생기에서의 압력손실이 현저하며, Fig. 7에 화살표로써 도시한 바와 같이 팽창부의 최고압력을 감소, 최저압력을 증대시키는 즉 순일을 감소시키는 결과를 초래한다. 여기서, 유량은 냉각기가 가열기보다 크지만(Fig. 2) 압력손실이 작은 이유는 열전달촉진을 위해 GPU-3기관에서 가열기 관수를 냉각기보다 많이 사용하였기 때문이다. 실제기관의 설계시 열전달촉진과 압력손실증대는 서로 상충되는 인자이므로, 특히 기관성능에 대한 영향이 큰 재생기의 경우, 축열재의 충전방법은 최적설계연구의 대상이 되고 있다[14]. Fig. 8은 식(14)로 표시된 열소산율로서, 재생기에서의 열소산이 가열기의 경우보다 크지만 식(16)의 열공급량 감소에 대한 기여는 크지않다. 다만, 고회전에서는 그값이 상당히 증가할 것으로 예상된다.

3.4 기관회전수에 따른 성능

본 해석방법의 성능예측경향및 적용가능성을 검토하기 위하여 전술한 $\eta_m=0.85$인 조건하에서 4개 값의 가능한 기관평균작동압력을 파라메터로 하여 회전수의 변화에 따른 기관성능을 계산하였다. 먼저, Fig. 9에서 열효율은 회전수에 따라서는 감소하며, 평균압력이 일정이상(3.0MPa)일 경우 저회

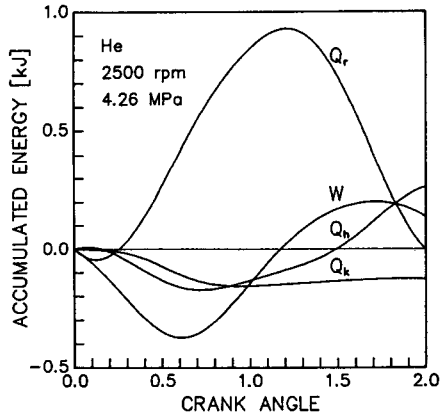

Fig. 5 Variation of accumulated heat and work during a cycle

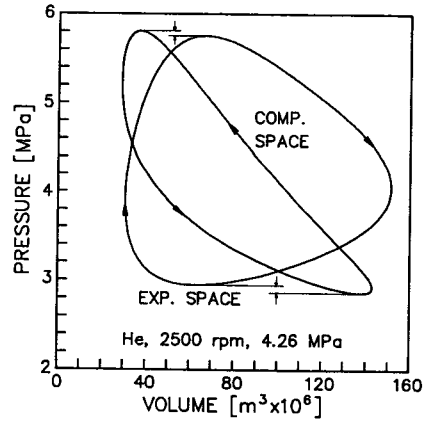

Fig. 7 Resultant pressure-volume diagram for expansion and compression spaces

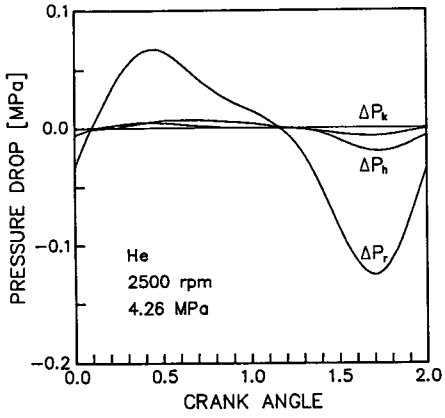

Fig. 6 Pressure drop through each component during a cycle

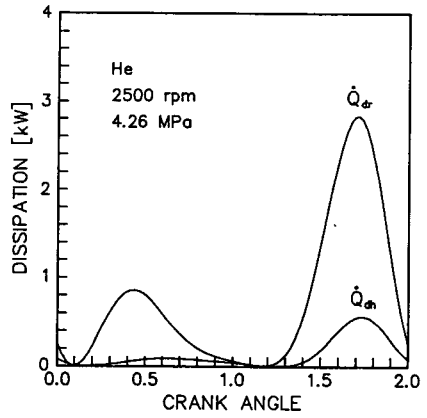

Fig. 8 Variation of dissipated heats in heater and regenerator during a cycle

전을 제외하면 압력에 대한 변화는 별무하다. 여기서, 열효율의 회전수의존성은 실험결과와 정성적으로 잘 일치한다[12]. 열효율의 특이한 변화는 제동출력의 회전수에 대한 증가형태와 연관된다. 즉, 제동 출력은 예상대로 회전수및 평균압력에 따라 증가하지만, 회전수에 따라 3.0MPa이상일 경우 완만-급격-완만한 증가를, 1.5MPa일 경우 증가정도가 단조둔화되는 형태로서 열효율의 변화추이와 상응한다. 이러한 제동출력및 열효율의 변화는 열교환기내의 유동특성을 Re수에 따라 인위적으로 구분한 것에 기인한다. 즉, 한 사이클에 대한 평균 Re수는 Fig. 10에 도시한 바와 같이 회전수및 평균압력의 증가에 거의 선형적으로 비례하지만, 유동영역에 따라 상이한 방법으로 열전달및 유동손실을 계산하기 때문이다. 평균압력 1.5MPa인 경우와 3.0MPa이상을 비교할 때, 전자는 계산범위내의 회전수에서 층류및 천이유동영역에 국한되기 때문에, 모든 유동영역을 차례로 거치는 후자와는 성능의 회전수의존특성이 상이하게 된다. Fig. 9에서 각 곡선의 변곡점이 대략 Fig. 10에서 유동영역의 경계(점선으로 표시)와 대응하는 사실이 이를 뒷받침한다. 그러나, 열교환기의 종류별로 다양한 작동조건에 대하여 구한 실험자료가 없는 한 평균Re수에 무관하게 유동형태를 구분하지 않고 취급하기는 더욱 곤란하다.

고회전에서 출력의 증가가 둔화되는 이유는 Fig. 11에서 알 수 있듯이 압력손실및 이에 따른 출력손실이 급증하기 때문이다. 한편, 고회전에서 열효율

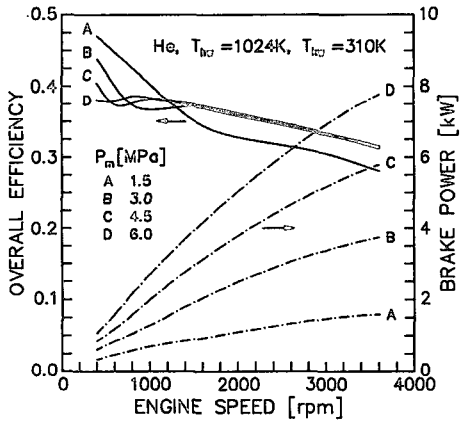

Fig. 9 Thermal efficiency and brake power output at different mean operating pressures as a function of engine speed

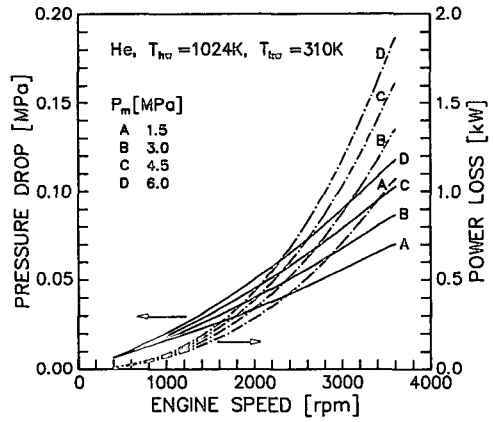

Fig. 11 Pressure drop and corresponding power loss at different mean operating pressures as a function of engine speed

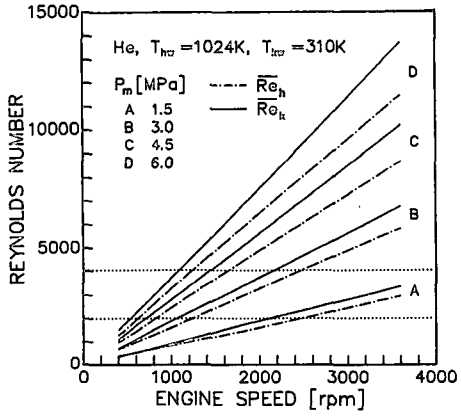

Fig. 10 Cyclic averaged Reynolds Numbers for heater and cooler at different mean operating pressures as a function of engine speed

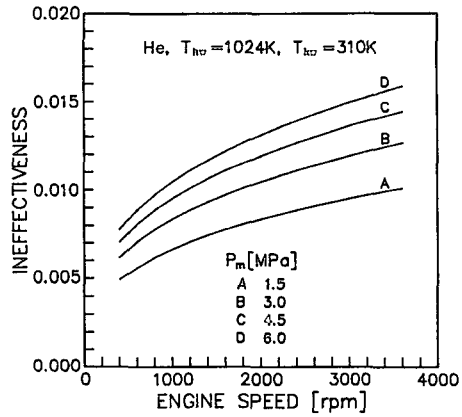

Fig. 12 Regenerator ineffectiveness at different operating pressures as a function of engine speed

의 감소는 열공급량의 증가에 비하여 출력의 증가가 둔화되는 점이외에 재생기효율의 감소에도 원인이 있다. Fig. 12에서 재생기의 비효율은 회전수 및 평균압력의 증가에 따라 커지는데, 이러한 거동은 열전달량의 증가율이 유량증가율보다 상대적으로 작아서 결과적으로 단위유량당 열교환량이 감소하기 때문이며 실험으로 확인된 바 있다[12].

이상에서 제한된 기관제원및 작동조건에 대하여 본 해석방법을 적용하고, 그 결과인 기관성능특성을 개략적으로 고찰하였다. 해석방법의 개발이라는 관점에서 성능예측 능력및 문제점을 충분히 보인 것으로 판단된다. 기관의 배열및 크기, 구성요소의 형상, 작동유체종류, 열원온도 등 여타 조건의 변화에 따른 기관성능의 예측은 구체적인 설계와 연관된 별개의 문제로서 해석방법의 수정 및 보완과 함께 추후 연구되어야 할 과제이다.

4. 결 론

이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해를 기본해로 하여 중요한 손실인자를 고려한 스터링기관의 2차해석법의 하나를 제시하였다. 타 연구와 비교할 때, 또한 해석에 포함된 손실의 종류를 감안하면 기관성능을 비교적 합리적으로 예측하고 있으며, 회전수에 따른 성능변화의 경향도기 보고된 실험결과와 정성적으로 일치하였다. 따라서, 본 연구를 확장하여 여타 손실을 적절하게 산정하여 추가적으로 고려한다면 더욱 유용한 해석방법으로서 스터링기관의 설계에 기여할 수 있을 것으로 기대된다. 다만, 왕복유동시 열교환기에서의 열전달및 유동손실특성에 대한 기초적인 연구와 전도손실, 작동유체의 누설 및 비가역적 상태변화에 따른 손실 등을 해석에 적절히 포함시킬 수 있는 연구가 병행되어야 할 것이다.

참고문헌

(1) West, C.D., 1986, "Principles and Applications of Stirling Engines," Van Nostrand Reinhold Company, New York.

(2) Walker, G., 1980, "Stirling Engines," Clarendon Press, Oxford.

(3) Heames, T.J. and Daley, J.G., 1984, "SEAMOPT-Stirling Engine optimization code," Proc. 19th IECEC, pp.1905～1912.

(4) Walker, G. and Senft, J.R., 1985, "Free Piston Stirling Engines," Springer-Verlag, Heidelberg.

(5) Weiss, M., Walker, G., Fauvel, O. and Reader, G., 1988, "Microprocessor based Stirling Engine design aid," Proc. 4th ISEC, pp. 321～326.

(6) Weiss, M., Walker, G., Fauvel, O. and Reader, G., 1989, "Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers," Proc. 24th IECEC, pp. 2181～2186.

(7) Weiss, M., Walker, G., Fauvel, O. and Reader, G., 1990, "Adventures with MARWEISS : A summary of experience with Stirling simulation," Proc. 25th IECEC, pp. 342～345.

(8) 유호선, 1990, "스터링기관의 이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해," 대한 기계학회논문집 제14권 제1호, pp. 172～178.

(9) Urieli, I. and Berchowitz, D.M., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis," Adam Hilger Ltd, Bristol.

(10) 유호선, 1990, "이상적인 단열모델에 의한 스터링기관의 최적설계조건", 대한기계학회논문집 제14권 제3호, pp. 656～663.

(11) Kays, W.M. and Crawford, M.E., 1980, "Convective Heat and Mass Transfer," 2nd edn, McGraw-Hill.

(12) Yamashita, I., Tanaka, A., Azetsu, A., Endo, N., Watanabe, M., Mizuhara, K., Tsuya, Y., Yamada, Y., Tanaka, M., Chisaka, F. and Takahashi, S., 1988, "Fundamental Studies of Stirling Engine and Its Principal Components," Report of Mechanical Engineering Laboratory, No. 145, Japan.

(13) 유호선 · 노승탁, 1990, "재생기효율을 고려한 스터링기관의 예비설계", 대한기계학회 논문집 제14권 제5호, pp. 1356～1364.

(14) Isshiki, N. and Watanabe, H., 1988, "A study on optimum design of Stirling Engine regenerators," Proc. 4th ISEC, pp. 393～397.