한국농업기계학회지 제 21 권 제 1 호, pp. 94~104. 1996.

강 좌

스터얼링기관의 연구, 개발동향(2)

Research and Development for Stirling Engine (2)
-Analysis Method and Development Trends-

김태한*
정회원
T.H.Kim

1. 서론

스터얼링기관은 열원의 다양성, 고열효율, 저공해성 등의 특징이 있으므로 기존의 내연기관을 대체할 수 있는 새로운 동력원으로서 주목되어 많은 연구가 수행되고 있으나 아직 기관의 특성은 충분히 해명되지 않고 있다. 본보에서는 기관의 성능예측을 위한 수치해석법, 개발현황, 핵심기술에 관해 소개한다.

2. 수치 해석법

현재 스터얼링기관의 성능예측을 위한 수치해석방법으로서 가열기, 재생기, 냉각기, 팽창공간, 압축공간으로 구성되는 기관의 계를 많은 절점(nodes)으로 분해하여 모든 공간에 대해 질량, 에너지, 운동량 보전의 법칙 및 완전가스의 상태방정식을 적용하고 작동가스의 유동을 준정상류(Quasi steady flow model)로 간주한 절점해석법(Nodal analysis)이 있으며, 또한 작동가스의 유동을 비정상류(None steady flow model)로 간주한 유한요소해석법(Finite element analysis)이 있다. 이와같은 3차해석법(3rd order analysis)(Hoehn등,1979., Shock,1978., Urieli등,1977.)과 3차해석법에서 작동가스의 관성력과 마찰손실을 무시하고, 실린더의 취급방법에따라 등온해석 및 단열해석을하는 2차해석법(2nd order analysis)(Lee등,1981., Martini등,1979., Qvale등,1968., Srinivasan등,1982)이 있다. 그리고 이상적인 열교환에 의해 팽창 및 압축과정이 등온으로 유지된다는 가정하에 계에 대하여 작동가스의 질량보존법칙과 상태방정식을 적용하여 기관성능을 계산하는 1차해석법(1st order analysis)(Walker, 1979)이 있는데 Schmidt 해석법(Walker,1980)이 여기에 속한다.

가. 스터얼링기관의 등온해석

1) 등온모델

팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간 등 5개의 공간으로 구성된 스터얼링기관에 대해 다음의 가정에 의해 출력을 계산한다.

가) 작동가스의 유동손실은 없다.

나) 기관내의 작동가스의 압력은 일정하다.

다) 기관 각공간내의 작동가스 온도는 사이클 중 각각의 온도로서 일정 하게 유지되고 압축, 팽창과정은 등온으로 변화한다.

라) 재생기내의 작동가스 온도는 가열기와 냉각기내의 작동가스의 평균온도로 유지된다.

마) 재생기에서의 열손실은 없고, 완전한 열교환을 수행한다.

바) 작동가스는 완전가스의 상태식에 따르고 기관 외부로의 열손실은 없다.

이상의 가정에서 이상적인 등온모델에 대한 각 공간의 작동가스의 온도 분포를 그림1에 나타내었다.

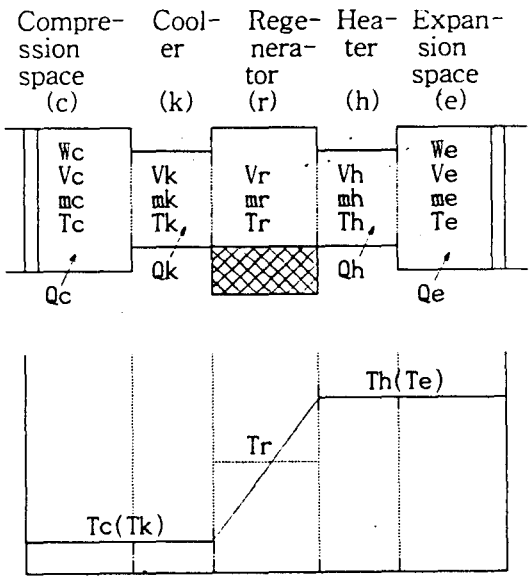

Fig. 1. Ideal isothermal model of Stirling engine.

2) 등온 해석

등온해석에 의해 출력을 계산하는 경우에는 그림1에서와 같이 1사이클동안 압축공간과 냉각기내의 작동가스의 온도는 같고, 팽창공간과 가열기내의 작동가스의 온도는 같다고 가정한다. 여기에서 가열기의 불용체적을 V_h, 재생기의 불용체적을 V_r, 냉각기의 불용체적을 V_k라하고 기관내 각공간의 작동가스 질량을 m, 기관내의 순간압력을 p, 가스정수를 R이라 할 경우 기관내의 작동가스의 전 질량은 일정하다. 따라서 작동가스의 전질량 m_t를 구하면 식(1)과 같다.

$$m_t = m_e + m_c + m_h + m_r + m_k \quad (1)$$

또한 각 공간의 온도T를 이용해서 각 공간에 대해 상태방정식을 적용하면 식(2-6)과 같다.

$$pV_e = m_eRT_e \quad (2)$$

$$pV_c = m_cRT_c \quad (3)$$

$$pV_h = m_hRT_h \quad (4)$$

$$pV_r = m_rRT_r \quad (5)$$

$$pV_k = m_kRT_k \quad (6)$$

따라서 식(1)의 작동가스의 전질량은 다음의 식(7)과 같이 된다.

$$m_t = p(V_e/T_h + V_c/T_k + V_h/T_h + V_r/T_r + V_k/T_k)/R \quad (7)$$

이상의 각 식으로 부터 작동가스의 압력을 구하면 식(8)과 같다.

$$p = mR(V_e/T_h + V_c/T_k + V/h/T_h + V_r/T_r + V_k/T_k) - 1 \quad (8)$$

등온모델에서 팽창과 압축과정은 등온과정이므로 열전달량 Q와 행한 일량 W는 같다. 따라서 식(8)의 압력과 압축공간의 체적V_c 및 팽창공간의 체적V_e를 이용해서 사이클당 피스톤이 행한 일을 계산하면 팽창일 W_e, 압축일 W_c, 도시일 W는 각각 식(9-11)이 되고, 열효율 는 η식(12)와 같다.

$$W_c = Q_c = pdV_c \quad (9)$$

$$W_e = Q_e = pdV_e \quad (10)$$

$$W = W_e + W_c \quad (11)$$

$$\eta = W/Q_e \quad (12)$$

3) 등온해석에 의한 성능 평가

Ford 4-215기관과 GPU-3기관을 대상으로 해석방법에 따른 도시출력을 비교한 결과는 표1과 같다. 표에서와 같이 Ford 4-215기관은 등온해석과 Schmidt해석에 의한 결과가 일치하나, GPU-3기관은 차이가 있다. 이는 Ford 4-215기관은 피스톤운동이 정현파형으로 움직이는 반면, GPU-3기관은 정여현파형과는 아주 다른

운동을 하기 때문이다. 또한 계산치가 실측치에 비해 큰 차이를 나타내는 것은 등온해석이 주로 열교환기에서의 각종 손실을 고려하지않기 때문인 것으로 생각된다.

Table 1. Isothermal analysis performance

Analysises methods / Engine	Power output(kW) Isothermal model	Schmidt analysis	Experimental data	Thermal efficiency
Ford 4-215 swash-plate engine	212.9	212.9	130.1	67.1
GPU-3 Rhombic drive engine	7.44	6.74	3.96	70.5

4) Schmidt 해석

이 해석법은 1871년 Gustav Schmidt가 제안한 방법으로서 팽창 및 압축공간의 체적이 정현파형으로 변동할 경우, 등온해석에서의 압력, 열전달, 일에 관한 식으로 부터 완전해를 구하는 방법이다. 그림1에서 재생기내의 작동가스 온도 T_r을 가열기내의 작동가스 온도T_h와 냉각기내의 작동가스 온도T_k의 산술평균온도와 동일하다고 가정하고, 기관출력을 계산한다.

팽창공간의 순간체적을 V_e, 압축공간의 순간체적을 각각 V_c라 하고, 팽창공간의 행정체적을 V_{se}, 압축공간의 행적체적을 V_{sc}, 두 피스톤의 위상차를 α, 크랭크각도를 ϕ라하면 각 공간의 순간체적은 식(13−14)와 같다.

$$V_e = V_{se}(1+\cos\phi)/2 + V_{de} \quad (13)$$

$$V_c = V_{sc}\{1+\cos(\phi-\alpha)\}/2 + V_{dc} \quad (14)$$

여기에서 V_{de}, V_{dc}는 각각 팽창 및 압축공간의 불용체적(dead volume)이다.

여기에서 $x(V_{sc}/V_{se})$를 행정체적비라 하면 식(14)는 다음의 식(15)가 된다.

$$V_c = xV_{se}\{1+\cos(\phi-\alpha)\}/2 + V_{dc} \quad (15)$$

또한 체적기준으로 팽창공간의 행정체적 V_{se}를 이용하여 각 공간의 불용체적을 무차원화 하면 식 (16−20)와 같다.

$$V_{de}/V_{se} = X_1 \quad (16)$$

$$V_h/V_{sc} = X_2 \quad (17)$$

$$V_r/V_{se} = X_3 \quad (18)$$

$$V_k/V_{se} = X_4 \quad (19)$$

$$V_{dc}/V_{se} = X_5 \quad (20)$$

또한 불용체적비 X는 다음의 식(21)과 같다.

$$X = V_d(V_c + V_r + V_k + V_{de} + V_{dc})/V_{se} \quad (21)$$
$$= X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5$$

이상의 각 식으로 부터 작동가스의 전 질량 m_t를 구하면 식 (22)와 같다.

$$m_t = pV_{se}[(1+\cos\phi)/T_e + x\{1+\cos(\phi-\alpha)\}/T_c + 2X_1T_e + 2X_2/T_h + 2X_3/T_r + 2X_4/T_k + 2xX_5/T_c]/2R \quad (22)$$

이 식에서 온도비 $\tau = T_k/T_h$, 비열비를 k라 하고, 식(22)로부터 작동가스의 압력을 구하면 식(23)과 같다.

$$p = K/\{A\cos(\phi-\theta)+1\} \quad (23)$$

$$K = 2m_tRT_c/V_{se}\{x+\tau+2\tau X_1+2\tau X_2+\{4X_3/(\tau+1)\}+2X_4+2xX_5\}$$

$$A = \sqrt{\{(\tau-1+x\cos\alpha)^2+(x\sin\alpha)^2\}}/\{x+\tau+2\tau X_1+2\tau X_2+\{4X_3/(\tau+1)\}+2X_4+2xX_5\}$$

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

식(23)에서 압력이 최대로 되는 것은 $\phi = \theta+\pi$ 일때로서 그 압력을 p_{max}라 하면

$$P_{max} = k/(1-A) \quad (24)$$

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

$$p_{min} = K/(1+A) \quad (25)$$

가 된다. 또한 사이클 중의 평균압력 p_{mean}은

$$p_{mean} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{4\pi} pd(\phi-\theta) = p_{max}\sqrt{\{(1-A)/(1+A)\}} \quad (26)$$

로 나타낼 수 있다. 식(23)의 압력과 식(13−15)의 체적을 이용하여 식(9−11)에 의해 출력을 계산할 수 있다.

5) Beal 해석

이 해석법은 William Beal이 제안한 것으로서 스털얼링기관의 출력은 불용체적비(X), 온도비(τ), 행정체적비(x), 위상각(α) 등 4가지 인자에 의해 결정되며 잘 설계된 기관들은 내부손실과 기계손실이 모두 비슷하다는 것을 인지하고 기

관의 축출력을 계산하는 다음과 같은 식(27)을 유도하였다.(West,C.D.,1981)

$$W_o = B_e\ P_{mean}\ V_s\ f \qquad (27)$$

이 식에서 B_e는 Beal number 라고 하는 상수로서 경험에 의해 얻은 값이고 실제 기관의 출력과 일치시키기 위한 것이다. P_{mean}은 평균압력(bar), V_s는 행정체적(cm^3), f는 기관 회전수(hz), W_o는 축출력(W)이다. 또한 상수 B_e값은 0.015이다.

나. 스터얼링기관의 단열해석

1) 단열모델

이상적인 단열모델에 대한 각 공간의 작동가스의 온도 분포를 그림2에 나타내었다. 그림에서와 같이 팽창 및 압축공간을 단열적인 것으로 가정하였기 때문에 이들 공간에서의 작동가스 온도는 사이클 동안 변화하나, 그 외의 것은 등온모델에서의 가정과 동일하다. 그림에서 기호 g는 mass flux, A는 작동가스의 유로면적으로서 한 공간에서 다른공간으로의 엔탈피가 전달되는 량은 유량(mass flow)gA가 된다. 첨자 ck, kr, rh, he는 각각 압축공간과 냉각기공간 사이의 경계선, 냉각기공간과 재생기공간사이의 경계선, 재생기공간과 가열기공간사이의 경계선, 가열기공간과 팽창공간사이의 경계선을 나타낸다. 압축공간과 냉각기 접합부의 온도 T_{ck}와 가열기와 팽창공간 접합부의 온도 T_{he}는 작동가스의 흐름방향에 따라 결정되고 다음과 같이 정의한다.

$gA_{ck} > 0$ 이면 $T_{ck} \leftarrow T_c$ 이고, 그렇치 않으면

$T_{ck} \leftarrow T_k$

$gA_{he} > 0$ 이면 $T_{he} \leftarrow T_e$ 이고, 그렇치 않으면

$T_{he} \leftarrow T_e$

또한 냉각기와 가열기내의 작동가스에 전달되는 열량 Q_k와 Q_e는 외부로부터 공급되고, 재생기내의 작동가스에 전달되는 열량 Q_r는 재생기의 축열재(matrix)로 부터 공급된다. 작동가스가 압축공간에서 팽창공간을 향해 유동할 때를 정의 방향으로 정의하면, 그 반대 방향으로 유동할 때는 부의 방향이 된다.

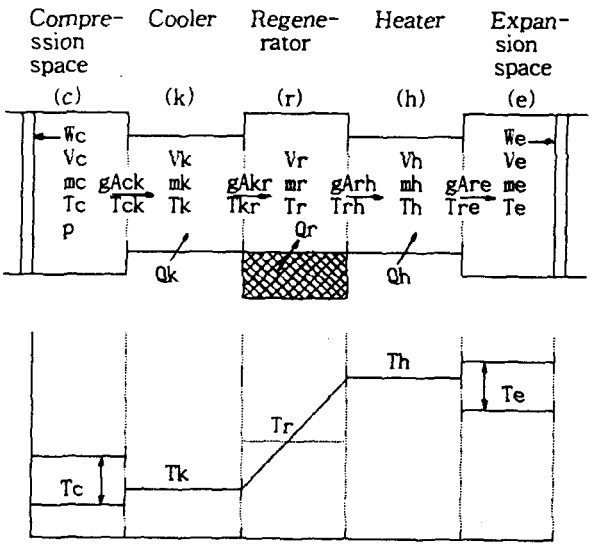

Fig. 2. Ideal adiabatic model of stirling engine.

2) 단열 해석

단열해석에 의해 기관출력을 계산하는 경우에는 그림3에서와 같이 일반화한 공간(cell)에 대해 에너지 및 상태방정식을 적용하고, 그 결과를 연속방정식에 의해 기관전체에 적용한다. 그림2는 일반화한 계를 나타낸것이다.

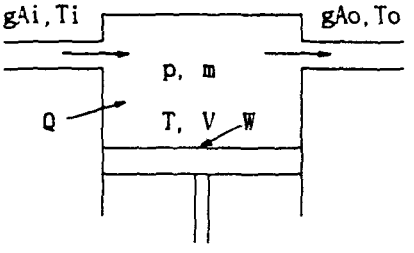

Fig. 3. Generalised cell.

이 계에 대해 에너지 방정식을 적용하면 식(28)과 같다.

$$DQ + (c_p T_i\ gA_i - c_p T_o\ gA_o) = dW + c_v D(mT) \qquad (28)$$

또한 상태방정식을 적용하면 식(29)와 같다.

$$pV = mRT \qquad (29)$$

이식은 작동가스를 완전가스로서 가정한것으로서 식(30－32)를 구할 수 있다.

$$c_p = R\gamma/(\gamma - 1) \quad (30)$$

$$c_v = R/(\gamma - 1) \quad (31)$$

$$\gamma = c_p/c_v \quad (32)$$

식(29)의 양변에 log를 취해 미분하면 식(33)과 같다.

$$Dp/p + DV/V = Dm/m \quad (33)$$

또한 작동가스의 전질량에 관한 식(1)을 미분하면 식(34)와 같다.

$$0 = Dm_c + Dm_k + Dm_r + Dm_h + Dm_e \quad (34)$$

또한 열교환기의 각 공간에 대해서는 각 체적과 온도가 일정하기 때문에 식(33)은 다음의 식(35)와 같이 된다.

$$Dp/p = Dm/m \quad (35)$$

이 식(35)와 식(29)를 식(34)에 대입하면 식(36)과 같다.

$$0 = Dm_c + Dm_e + (Dp/R)(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) \quad (36)$$

식(28)의 에너지 방정식을 압축공간에 적용하면 식(37)과 같다.

$$DQ_c - c_p T_{ck}\ gA_{ck} = dW_c + c_v D(m_c T_c) \quad (37)$$

그러나 압축공간은 단열이므로 $DQ_c = 0$이고, 일량 $dW_c = pDV_c$, 연속방정식에 의해 $Dm_c = gA_{ck}$이므로 식(37)은 식(38)과 같이 된다.

$$c_p T_{ck} Dm_c = pDV_c + c_v D(m_c T_c) \quad (38)$$

또한 식 (29－32)를 식 (38)에 대입하면 식 (39－40)과 같다.

$$Dm_c = (pDV_c + V_c Dp/\gamma)/(RT_{ck}) \quad (39)$$

$$Dm_e = (pDV_e + V_e Dp/\gamma)/(RT_{he}) \quad (40)$$

식(39－40)을 식(36)에 대입하면 식(41)과 같다.

$$Dp = \frac{\gamma p(DV_c/T_{ck} + DV_e/T_{he})}{[V_c/T_{ck} + \gamma(V_k/R_k + V_r/T_r + V_h/T_h) + V_e/T_{he}]}$$

유량 gA를 계산하기위해서 연속방정식을 적용하면 식(42)와 같다.

$$Dm = gA_i - gA_0 \quad (42)$$

이 식을 그림2의 각 공간에 적용하면 식(43－46)과 같고, 기관이 한 일은 식(47)과 같다.

$$gA_{ck} = -Dm_c \quad (43)$$

$$gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k \quad (44)$$

$$gA_{rh} = gA_{kr} - D_{mr} \quad (45)$$

$$gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h \quad (46)$$

$$DW = pDV_c + pDV_e \quad (47)$$

또한 식(28)에 식(29－31)을 대입하면 식(48)과 같다.

$$DQ + (c_p T_i\ gA_i - c_p T_0\ gA_0) = (c_p pDV + c_v VDp)/R \quad (48)$$

열교환기의 각 공간은 체적이 일정하기 때문에 일을하지 않는다. 따라서 식(48)을 이들 공간에 적용하면 식(49－51)과 같다.

$$DQ_k = V_k Dpc_v/R - c_p(T_{ck} gA_{ck} - T_{kr} gA_{kr}) \quad (49)$$

$$DQ_r = V_r Dpc_v/R - c_p(T_{kr} gA_{kr} - T_{rh} gA_{rh}) \quad (50)$$

$$DQ_k = V_h Dpc_v/R - c_p(T_{rh} gA_{rh} - T_{he} gA_{he}) \quad (51)$$

이 식에서 열교환기는 등온이므로 각 경계선에서의 온도는 식(52－53)과 같다.

$$T_{kr} = T_k \quad (52)$$

$$T_{rh} = T_h \quad (53)$$

다. 열교환기 해석

스터얼링 기관에서 열교환기는 기관의 성능과 생산비에 가장 큰 영향을 미치는 요소이다. 그림 3에는 준정상태의 유동모델(quasi steady flow model)을 나타내었다. 준정상태의 유동모델과 단열모델과의 차이점은 열교환기 부분이다. 가열기와 냉각기벽은 등온으로 유지되고 온도를 각각 T_{wh}, T_{wk}로 표시하였다. 그러나 열교환기내의 작동가스온도는 인접한 벽의 온도와 다르고 사이클 동안 일정하지 않다. 또한 재생기는 2개의 공간으로 분리하고 각 공간내의 작동가스 상태도 다르게 취급한다. 여기에서 T_{wr1}, T_{wr2}는 분리한 재생기 각 공간에서의 축열재의 온도이다.

또한 냉각기와 분리한 재생기의 경계선의 온도(T_{kr}), 분리한 재생기의 경계선의 온도(T_{rr}), 분리한 재생기의 오른쪽과 가열기와의 경계선 온도(T_{rh})는 다음 식(54－56)과 같이 정의한다.

$$T_{kr} = (3T_{r1} - T_{r2})/2 \quad (54)$$

$$T_{rr}=(T_{r1}+T_{r2})/2 \quad (55)$$

$$T_{rh}=(3T_{r2}-T_{r1})/2 \quad (56)$$

한편 그외의 각 경계부분의 온도는 다음과 같이 정의한다.

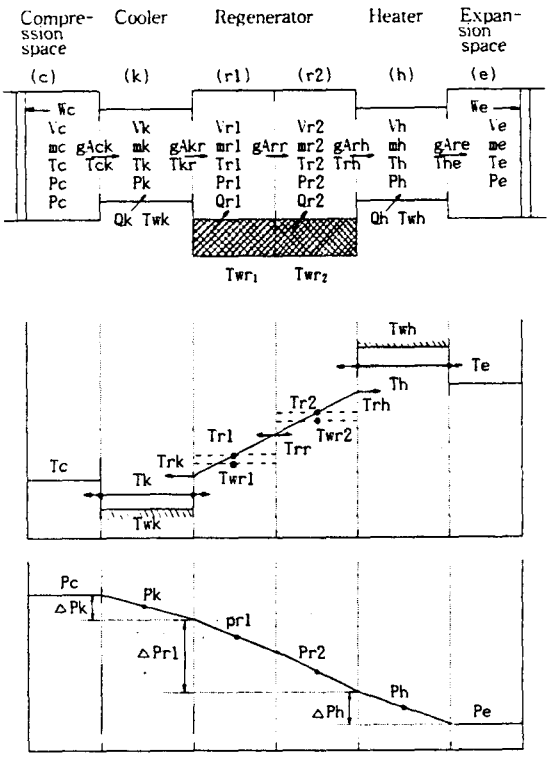

Fig. 4. The Quasi Steady Flow model.

$gA_{ck}>0$이면 $T_{ck}\leftarrow T_c$이고, 그렇치 않으면 $T_{ck}\leftarrow T_k$ $gA_{kr}>0$ 이면 $T_{kr}\leftarrow T_k$ 이고, 그렇치 않으면 $T_{kr}\leftarrow T_{rk}$ $gA_{rh}>0$ 이면 $T_{rh}\leftarrow T_{rh}$ 이고, 그렇치 않으면 $T_{rh}\leftarrow T_h$ $gA_{he}>0$ 이면 $T_{he}\leftarrow T_e$ 이고, 그렇치 않으면 $T_{he}\leftarrow T_e$ 이다. 열은 강제대류에 의해 작동가스에 전달되므로 열전달량은 식(57)과 같다.

$$DQ=hA_{wg}(T_w-T) \quad (57)$$

여기에서 h는 열전달계수이다. 이 식을 열교환기의 각 공간에 적용하면 식(58-61)과 같다.

$$DQ_k=h_kA_{wgk}\ (T_{wk}-T_k) \quad (58)$$

$$DQ_{r1}=h_{r1}A_{wgr1}\ (T_{wr1}-T_{r1}) \quad (59)$$

$$DQ_{r2}=h_{r2}A_{wgr2}\ (T_{wr2}-T_{r2}) \quad (60)$$

$$DQ_h=h_hA_{wgh}\ (T_{wh}-T_h) \quad (61)$$

재생기 축열재의 온도는 재생기 축열재와 벽과의 열전달을 무시하면 다음 식(62-63)과 같다.

$$DT_{wr1}=DQ_{r1}/c_{mr} \quad (62)$$

$$DT_{wr2}=-DQ_{r2}/c_{mr} \quad (63)$$

여기에서 c_{mr}는 축열재의 열용량(heat capacity)이다. 또한 준 정상상태의 유동은 작동가스의 유동 마찰저항을 고려한다. 이 유동 마찰저항으로 인해 열교환기내에서는 그림3의 아래와 같이 압력강하가 발생한다. 이들 관계를 수식으로 표현하면 식(64)와 같다.

$$F+\Delta pA=0 \quad (64)$$

여기에서 F는 마찰력, Δp는 압력강하, A는 자유유로면적(free flow area)이다. 또한 작동가스가 마찰력에 저항하여 강제유동할 때 발생하는 열손실(flow dissipation)을 수식으로 표현하면 식(65)와 같다.

$$Diss=F\ v \quad (65)$$

여기서 v는 유속이다. 또한 작동가스의 전질량(m_t)은 식(66)과 같고, 기관이 한 일은 식(67)과 같다.

$$m_t=m_c+m_k+m_{r1}+m_{r2}+m_h+m_e \quad (66)$$

$$DW=p_cDV_c+p_eDV_e \quad (67)$$

그림2와 같은 일반화한 공간에 열손실을 고려한 에너지 방정식을 적용하면 식(28)은 식(68)과 같다.

$$DQ-Dssi+(c_pT_i\ \ gA_i-c_pT_0\ \ gA_0)=dW+c_vD(mT) \quad (68)$$

이 식(68)에 이상기체방정식(29-31)을 대입하면 식(69)와 같다.

$$DQ-Diss+(c_pT_i\ gA_i-c_pT_0\ gA_0)=(c_ppDV+c_vVDp)/R \quad (69)$$

그림3의 압력분포도에서 열교환기 각 공간내의 대표압력은 다음의 식(70-74)에 의해 구한다.

$$P_k=P_c-\Delta P_k/2 \quad (70)$$

$$P_{r1}=P_k-(\Delta P_k+\Delta P_{r1})/2 \quad (71)$$

$$P_{r2}=P_{r1}-(\Delta P_{r1}+\Delta P_{r2})/2 \quad (72)$$

$$P_h=P_{r2}-(\Delta P_{r2}+\Delta P_h)/2 \quad (73)$$

$$P_e=P_h-\Delta P_h/2 \quad (74)$$

또한 식(69)를 그림3의 각 공간에 적용하면 식(75-80)과 같다.

$$-c_pT_{ck}gA_{ck}=(c_pp_cDV_c+c_vV_cDp_c)/R \quad (75)$$

$$DQ_k-Diss_k+(c_pT_{ck}gA_{ck}-c_pT_{kr}gA_{kr})=c_vV_kDp_c/R \quad (76)$$

$$DQ_{r1}-Diss_{r1}+(c_pT_{kr}gA_{kr}-c_pT_{rr}gA_{rr})=c_vV_{r1}Dp_c/R \quad (77)$$

$$DQ_{r2}-Diss_{r2}+(c_pT_{rr}gA_{rr}-c_pT_{rh}gA_{rh})=c_vV_{r2}Dp_c/R \quad (78)$$

$$DQ_h-Diss_h+(c_pT_{rh}gA_{rh}-c_pT_{he}gA_{he})=c_vV_hDp_c/R \quad (79)$$

$$c_pT_{he}gA_{he}=(c_pp_eDV_e+c_vV_eDp_e)/R \quad (80)$$

위의 식(75－80)을 합하면 식(81)과 같다.

$$DQ-Diss=c_pDW+c_vVDp_c/R \quad (81)$$

여기에서 $DQ=DQ_k+DQ_{r1}+DQ_{r2}+DQ_h$

$Diss=Diss_k+Diss_{r1}+Diss_{r2}+Diss_h$

$DW=p_cDV_c+p_eDV_e$

$V=V_c+V_k+V_{r1}+V_{r2}+V_h+V_e$ 이다.

식(81)을 Dp_c에관해 정리하면 식(82)와 같다.

$$Dp_c=\{R(DQ-Diss)-c_pDW\}/(c_vV) \quad (82)$$

팽창공간에서는 열손실이 없으므로 작동가스의 질량은 식(83)같다.

$$Dm_c=(p_cDV_c+V_cDp_c/\gamma)/(RT_{ck}) \quad (83)$$

또한 연속방정식(42)를 열교환기의 각 공간에 적용하면 식(84－87)과 같다.

$$Dm_k=gA_{ck}-gA_{kr} \quad (84)$$

$$Dm_{r1}=gA_{kr}-gA_{rr} \quad (85)$$

$$Dm_{r2}=gA_{rr}-gA_{rh} \quad (86)$$

$$Dm_h=gA_{rh}-gA_{he} \quad (87)$$

기관내 작동가스온도는 식(29)를 적용하면 다음 식(88－93)과 같다.

$$T_c=p_cV_c/(Rm_c) \quad (88)$$

$$T_k=p_kV_k/(Rm_k) \quad (89)$$

$$T_{r1}=p_{r1}V_{r1}/(Rm_{r1}) \quad (90)$$

$$T_{r2}=p_{r2}V_{r2}/(Rm_{r2}) \quad (91)$$

$$T_h=p_hV_h/(Rm_h) \quad (92)$$

$$T_e=p_eV_e/(Rm_e) \quad (93)$$

4. 스터얼링 기관의 개발 현황

가. 자동차용 스터얼링 기관의 개발

스터얼링 기관을 자동차용 기관으로 개발하기 위한 연구로서, Philips사는 1971년에 147kW급 Rhombic구동식, 대향형 4기통기관(4－235)을 제작해서 버스에 탑재하여 운행하였으나 성능에 관한 결과는 찾아볼 수 없었고, 이 기관의 제2세대로서 Ford Motors사는 1972년에 Philips사와 공동으로 125kW급 복동 Swash－plate형 4기통기관(4－215)을 제작하여 1973년에 Ford사의 제품인 Torino 승용차에 탑재 하였다. 또한 미국의 경우는 Mecnanical Technology Inc.(MTI)社, United Stirling of Sweden(USS)社 및 AM General(AGM)社로 구성된 연구팀에서 MTI는전체계획의 관리를, USS는 기관의 개발을, AGM은 기관을 자동차에 탑재해서 시험, 평가하는 업무를 각각 분담하여 자동차용 복동 H형기관(P－40)을 개발하였다.(Richey A.E.,1984)

나. 박용 스터얼링 기관의 개발

스터얼링 기관을 박용기관으로 사용할 경우는 스터얼링 기관의 특징인 고효율, 연료형태의 다양성이 가장 큰 이점이고, 중량과 제어성능도 자동차용기관 만큼 요구되지 않기 때문에 박용기관으로서 이점이 있다. 1966년경 미국의 GM사가 V형 8기통 800PS의 보트용 기관개발을 계획해서 제작중 중단되었다. 일본에서는 1977년부터 10년 계획으로 4기통 복동 800PS의 박용 스터얼링기관의 개발을 최종 목표로해서, 그중 2기통 복동 200PS의 모델을 시험제작하여 1980년에 성능을 분석한 결과 도시출력이 90PS, 도시열효율이 31%로 나타났다. 예상출력이 나오지 않은 이유는 피스톤링에서의 작동가스의 누설과 피스톤 로드의 밀봉기술 등 설계상 해결해야 할 여러가지의 문제점 때문이었다.(Reader, G.T.,1982)

다. 히트펌프 구동용 스터얼링 기관의 개발

스터얼링 기관은 히트펌프로서 혹은 히트펌프 구동용으로서 사용되어진다. 스터얼링 기관이 히트펌프로서 사용될 경우, 저열원으로부터 열을 흡수하여 고온상태로 가열기에 열을 방출한

다. 이 장치의 개요를 그림 5에 나타내었다. 열은 기관의 작동중 팽창과정에서 외부의 열원으로부터 흡수되고, 압축과정에서 기관으로부터 방출되어 건물의 난방에 이용된다. 기관이 이와 같이 작동되도록 모터, 열기관 혹은 다른 스터얼링 기관으로부터 일이 공급된다.

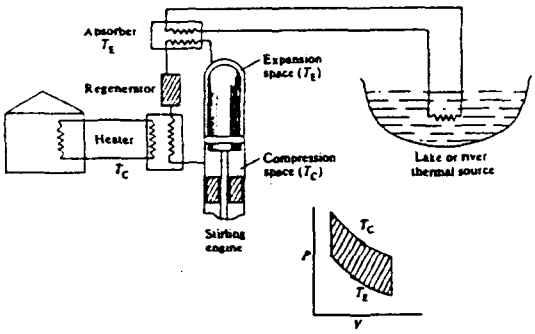

Fig. 5. Stirling engine heat pump.

또한 히트펌프 구동용 스터얼링 기관의 개요를 그림 6에 나타내었다. 그림에서와 같이 혼합기는 연소실에서 연소되고, 여기에서 생성된 열은 원동기의 가열기로부터 작동가스로 전달되어, 일부는 기관 구동에 필요한 일로 전환되고 나머지는 냉각기에서 방출되어 건물난방시스템으로 전달된다. 원동기에서 얻어진 일은 히트펌프를 구동하는데 소요되고, 히트펌프는 저열원으로부터 열을 흡수하여 고온상태의 열을 건물난방시스템으로 방출한다. 최근에는 랜킨사이클 히트펌프 구동용 스터얼링기관(Stirling/Rankine cycle heat pump)과 가스를 연료로하는 스터얼링 히트펌프에 관한 연구가 수행되고 있다. (Martini, W.R.,1975)

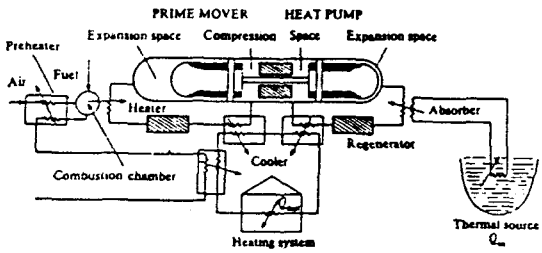

Fig. 6. Schematic diagram of the Duplex Stirling engine.

라. 태양열이용 스터얼링 기관의 개발

태양열은 내연기관에서는 그대로 이용할 수 없고, 태양발전의 동력화 후보로서 1MW이상의 대 출력 기관으로서는 증기터어빈, 가스터어빈 기관이 이용되나, 수백kW이하의 중 소형 태양열 기관으로서는 스터얼링기관이 전술한 기관에 비해 열효율이 높고, 콤팩트(compact)한 점, 보조기기가 분산되어 있지 않고 일체로되어 있다는 점에서 우수한 것으로 알려져 있다. 특히 수십 kW이하의 소형기관의 경우 경쟁이되는 것으로서는 태양전지가 있으나 이는 열효율이 15%이하이고, 고가이므로 40%정도의 열효율을 기대할 수 있는 스터얼링기관이 더 우수하다고 할 수 있다. 스터얼링기관의 태양열 발전장치는 포물형의 반사경 집열기에 의해 태양광이 모이는 곳에 스터얼링기관의 가열부를 설치하고 기관의 작동에 의해 얻어진 동력을 발전기와 직결해서 발전한다. 집열기가 태양을 향하여 움직이도록 하기위해서 집열기의 방위와 영각을 모터에 의해 조절한다.(Holliday 등,1986)

마. 인공심장용 스터얼링 기관의 개발

심장은 일종의 펌프이고 이것이 고장났을 경우 타인의 심장을 이식하고 있으나, 타인의 심장 대신에 기계적인 인공심장을 이용하는 연구는 오래전부터 연구되어왔다. 따라서 인간의 체내에 넣거나 휴대가능한 소형 인공심장의 출현은 의공학의 꿈이다. 이에관한 연구의 일환으로서 스터얼링 기관 펌프가 있다. 이는 심장을 보조하는 기관과 심장의 대용기관 즉 인공심장의 개발로 나누어 진다. 그림7은 스터얼링 기관을 이용한 인공심장의 개요를 나타낸 것이다. 이는 스터얼링 기관부와 펌프부로 구성되고, 스터얼링 기관의 피스톤 운동에 의한 압력변화가 인접한 실린더의 다이어프램에 전달되고, 이 다이어프램의 상하운동에 의해 혈액펌프가 작동된다. (White M.A.,1983)

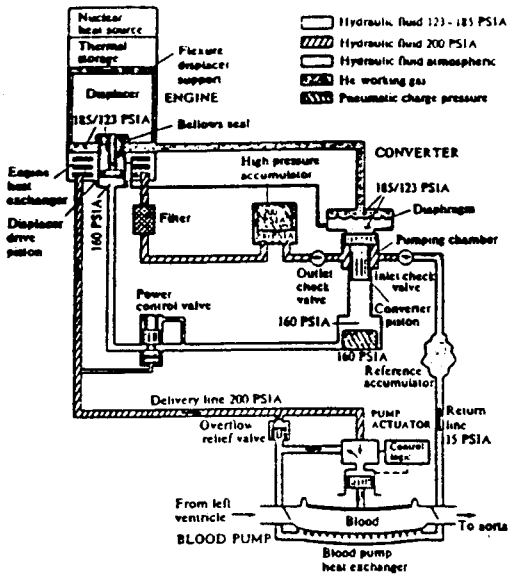

Fig. 7. Schematic diagram of JCGS artificial heart system.

바. 잠수함 및 우주선용 스터얼링 기관의 개발

스터얼링 기관은 일반 기관을 사용할 수 없는 잠수함 및 우주선에 이용할 수 있다. 1960년대에 NASA가 개발한 우주선 발전 시스템용 스터얼링기관은 출력 3kW의 단동 피스톤－디스플레서 형식으로서 헬륨을 작동유체로 사용하고 태양열을 열원으로 이용하는것과, 1975년 미국 MTI(Mechanical Technology Inc.)에 의해 출력 1kW로서 방사성 동위원소에너지를 열원으로 하는 단동 프리－피스톤(Free－piston)기관을 개발하였다. 또한 1967년 General Motors社는 출력 22 kW의 스터얼링기관을 잠수함용으로 개발하였다.(Nilsson,H.,1983, Darooka,D.K.,1988)

사. 농업용 스터얼링 기관의 개발

현재 세계 각국에서 개발되고 있는 스터얼링 기관은 구조가 복잡하고 고온, 고압으로 운전되며, 용도는 거의 대부분이 전술한 자동차용, 박용, 발전용 등 공업용으로 개발되고 있고, 구조가 간단하고 보수관리가 용이한 농업용 열기관으로서 연구되고 있는 것은 찾아보기 어려운 실정이다. 그러나 농업의 현장에는 대체에너지원으로서 최근 주목되고 있는 농축산업, 임산업으로부터 얻을 수 있는 바이오매스에너지, 태양에너지 등 재생 가능한 에너지라던가 미이용의 에너지가 풍부히 존재하므로 이와같은 에너지를 이용하여 농업용 동력 및 난방용 열원을 얻으므로서 농작업에 뿐만아니라 시설원예용 난방 및 농산물의 건조에 이용 할 수 있다.(Okamoto,T. and T. H.Kim,1990)

5. 핵심기술 연구 개발 현황

스터얼링 기관의 개발상 어려운 문제는 크게 분류하여 다음과 같은 부분에서 제기되고 있고 여기에 관해서 많은 연구가 수행되고 있다.

가. 배열손실

연소가열의 경우 연소가스가 고온상태에서 외부로 빠져나가는 배가스의 손실로서 화력발전소에서 보일러손실에 해당하는 것으로서 일반적으로 보일러 손실이라고도한다. 이 손실을 감소시키기 위해서는 공기예열기의 효율향상이 필요하다. 공기예열기는 고온의 배열가스로서 연소용의 공기를 가온시키므로서 배기가스 온도를 저하시키는 것이다. 공기예열기는 여러종류가 있으나 어떤 형식이던간에 소형화 및 가격의 저감화 기술이 요구된다.

나. 열전도손실

이것은 가열기의 벽을 통해 유입된 열가운데 작동가스에 전달되지 않고 각부의 벽 혹은 볼트 등을 통과하는 직접열전도 혹은 복사에 의해 버려지는 손실로서 이 손실중에 긴 디스플레서피스톤의 중공부를 통해서 저온측으로 복사되는 손실과 재생열교환기의 축열재를 통해서 버려지는 손실 등을 제외한 열이 작동가스에 들어간다. 고온측 실린더벽을 통해서 고온측에서 저온측으

로 전달되는 과정에서 발생되는 손실이 가장크고, 이는 고온측과 저온측의 온도차 및 벽재료의 열전도율에 비례하고, 벽재료의 허용강도에 반비례한다. 또한 고온부와 저온부의 거리의 2승에 반비례하고, 회전수에 반비례한다. 재생기에도 동일한 대책이 요구되므로 가늘고 긴 재생기를 설계하고, 전열면도 열전도를 감소시키는 설계기술이 필요하다.

다. 냉각손실

작동가스에 전달된 열가운데 동력으로서 피스톤을 통해서 외부에 일을하는 유효에너지 이외에 냉각기로부터 외부로 빠져나가는 열로서 실제의 사이클이 카르노사이클로부터 버어나면 벗어날수록 이 손실은 크게 된다. 만약 재생기의 열효율이 100%라면 스터얼링기관의 열효율은 카르노사이클의 열효율과 같이되어, 고온측의 온도를 T_1, 저온측의 온도를 T_2라 할 경우 작동가스에 공급된 열량 Q_0중 (T_2/T_1)에 상당하는 열량이 외부로 방출되고 나머지가 축력으로서 되나 재생기의 열효율이 100%가 되지 못하므로 이 차이 만큼이 냉각손실로서 외부에 방출되므로 냉각손실의 저감을 위해서는 재생기의 열효율을 향상시키는 것이 가장 효과적이다.

라. 유동손실

일단 유효일로 전환된 에너지 가운데 축출력으로 되기까지 각 피스톤의 운동에 의해 작동가스가 배관, 가열기, 재생기, 냉각기를 유동하는 사이에 저항에 의해 압력차가 발생해서 이것이 디스플레서피스톤의 왕복운동의 저항을 초래하고, 파워피스톤에 가해지는 실질압력도 감소되는 손실이다. 이 손실의 기관출력에 대한 비율은 배관, 가열기, 재생기, 냉각기 등의 유로를 한개의 관으로 가정했을 때, 관의 만곡, 단면변화, 길이에 의해 결정되는 유로의 저항계수와 가스의 분자량, 피스톤속도의 2승에 비례하고, 온도와 관의 직경에 반비례한다.

마. 마찰손실

피스톤링, 롯드실, 메카니컬실, 기어, 크랭크, 크로스헤드 등 기계적손실 가운데 가장 큰 비율을 차지하는 것이 피스톤링의 마찰손실이다. 이는 피스톤링의 폭과 마찰계수에 비례하고 피스톤의 수와 직경에 반비례하며, 링의 수와는 무관하다. 따라서 이와같은 손실요인의 철저한 구명과 감소화 대책이 필요하다.

바. 작동가스의 내부누설손실

기관의 내부누설중에서 가장 큰 것은 피스톤링을 통한 작동가스의 누설로서, 누설손실의 기관출력에 대한 비율은 링의수와 가스의 분자량의 평방근에 반비례하고, 링의 누설상당단면적과 회전수, 작동가스온도의 평방근에 비례한다. 이는 유동손실과 상반되는 것으로서 기술상의 방지책이 요구된다.

6. 결 론

대체에너지 기관으로서 각광을 받고 있는 스터얼링기관의 이해를 돕기위하여 구조와 기본원리, 개발현황, 기술상의 문제점 등 기본사항을 소개하였다. 스터얼링기관은 외연기관의로서 가열기벽을 통하여 작동가스로 열이 전달되므로 전열성능이 우수한 고내열성 재료개발이 요구되며, 작동가스의 전열성능과 유동저항면에서 수소나 헬륨과 같은 저분자량의 가스를 작동가스로서 사용하므로, 고도의 밀봉기술개발이 요구된다. 또한 열교환기의 효율향상과 유동손실의 저감기술, 출력 및 속도제어기술, 용도에 따른 기관설계기술과 구성부품의 성능향상을 위한 요소기술 등의 개발이 중요한 과제가 되고 있으며 이와같은 핵심기술이 해결되면 실용화 연구는 더욱더 활발해 질 것으로 생각된다.

참고문헌

(1) Darooka, D.K. 1988. Conceptual design and integration of Stirling engines in space power systems. Proc. of the 23rd IECEC : 1-10.

(2) 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.

(3) Holliday, T.C., S.G. Howell and M. Richter. 1986. A free-piston linear alternator solar Stirling engine concept. Proc. of the 19th IECEC : 468-473

(4) Lee,K.P., I.Krepchin and W.M.Toscano. 1981. Thermodynamic description of an adiabatic second order analysis for Stirling engine. Proc. of the 16th IECEC : 1919-1924.

(5) Martini, W.R. 1975. An efficient Stirling heat engine-heat pump. Proc. of the 10th IECEC : 17-22

(6) Martini, W.R. and B.A.ross. 1979. An isothermal second order Stirling engine calculation methods. Proc. of the 14th IECEC : 1091-1097.

(7) Nilsson, H. 1983. The Unites Stirling 4-95 and 4-275 Engines in Unrdewater Use. Proc. of the 18th IECEC : 850-855

(8) Okamoto,T., T.H. Kim and O. Kinati. 1990. Basic studies on Stirling Engine Using Combustion heat of biomass (Part 1). Journal of JSAM52(4) : 3-10

(9) Reader, G.T. 1982. The marine Stirling engine. Proc. of the 17th IECEC : 1732-1737

(10) Richey, A.E. 1984. Automotive Stirling engine systems development. Proc. of the 19th IECEC : 1942-1948.

(11) Qvale, E.B. and J.L.Smith. 1968. A Mathematical model for steadyoperation of Stirling type engine. Trans. of the ASME, Journal of engineering for power : 45-50.

(12) Shock, A. 1978. Nodal analysis of Stirling cycle devices. Proc. of the 13th IECEC : 1771-1779.

(13) 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.

(14) Urieli, I., C.J.Rallis and D.M.Berchowitz. 1977. computer simulation of Stirling cycle machine. Proc. of the 12th IECEC : 1512-1521.

(15) Urieli,I., and D.M.Berchowitz. 1984. Stirling cycle engine analysis. Adam Hilger Ltd. pp 20-50.

(16) Walker,G. 1979. Elementary design guidelines for Stirling engines. Proc. of the 14th IECEC : 1066-1068.

(17) Walker,G. 1980. Stirling engine. Oxford Univ. Press. London. pp50-58.

(18) West, C.D. 1981. Theoretical basic for the beal number. Proc. of the 16th IECEC : 1886-1887.

(19) Walker,G. and J.R.Senft. 1985. Free Piston Stirling Engines. Spring-V₀rlag, New York Inc. New York. pp.197-215

(20) White, M.A. 1983. Miniature Stirling Engiiness for artificial Heart power. Proc. of the 18th IECEC : 694-701