

Stirling機關의 性能豫測을 위한 1次元 近似解析

金 泰 漢

慶北大學校 農科大學 農業機械工學科

An First Order Approximate Analytical Solution to Predict Qualitative Performance Characteristics of Stirling Enging

Kim, Tae Han

Dept. of Agricultural Machinery Engineering, Coll. of Agriculture, Kyungpook National University

Summary

An approximate analytical method to predict performance characteristics of the stir-ling 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 the same as those of working fluids in heater and cooler respectively. While the temperature of working fluids in the expansion space was actually lower than that of working fluids in the heater, the temperature of working fluids in the compression space was higher than that of working fluids in the cooler. The aim of this study divided typical temperatures of working fluids in expansion and compression spaces into serval grades, and than evaluated the experimental engine. As the result, the case which working fluids temperature of expansion space was treated as lower than the heater temperature and which that of compression space was treated as higher than the cooler temperature, was much closer to the experimental vlaue.

緒 論

Stirling機關은 Rankine cycle機關과 같이 본질적으로 低溫形의 熱機關으로서 그 理論 熱效率은 Carnot cycle의 熱效率과 동일하고 外燃機關의 一種으로서 熱源의 形態가 多樣하여 탈석유에너지, 즉 최근 注目되고 있는 農畜産業, 林産業으로 부터 얻을 수 있는 바이오매스에너지, 태양에너지 등 新에너지를 이용할 수 있는 特徵을 갖고 있다.

또한 燃燒가 연속적으로 이루어지며 燃燒制御가 용이하기 때문에 內燃機關에 비해 靜

蕭, 低NOx등 低公害이므로 環境保全시대에 부응되는 機關으로서 1970년대 석유과동을 契機로 미국, 일본, 서독, 네덜란드등 世界各國에서 그 研究가 활발히 수행되고 있으나 아직 機關의 特性은 충분히 解明되지 않고 있다.

현재 機關의 性能 豫測을 위한 數值解析 방법으로서 加熱器, 再生器, 冷却器, 膨脹空間, 壓縮空間으로 構成되는 機關의 系를 많은 節点(nodes)으로 分割하고 모든 空間에 대해 기본적인 에너지방정식을 적용하여 性能을 계산하는 3次元 해석방법^{1,9,11,12}과 3次元 解析方

法에서 作動가스의 慣性力과 摩擦損失을 무시하고, 실린더의 取扱方法에 따라 等溫解析 및 斷熱解析을 하는 2次元 解析方法^{2,3,4,8,10)}이 있다. 그리고 이상적인 熱交換에 의해 膨脹 및 壓縮過程이 等溫으로 維持된다고 假定하고 機關性能을 계산하는 방법이 1次元 解析方法¹⁴⁾으로서 Schmidt解析方法이 여기에 속한다.

그러나 2次元, 3次元 解析方法은 機關의 詳細設計에 관한 具體的인 情報를 提供하지만 많은 關聯資料가 필요하고 大型컴퓨터를 이용하므로써 많은 시간과 費用이 所要되기 때문에 機關의 豫備設計를 위한 簡易計算法으로서는 適合하지 못하다고 할 수 있다. 그러나 Schmidt解析은 2, 3次元 解析方法을 單純化한 것으로서 各 실린더의 體積變化가 正弦波形인 경우에는 解析의 解가 存在하기 때문에 適用이 편리하며 Beal數^{3,15)}에 의한 經驗式과 더불어 大략적인 性能 評價가 가능하다.

Schmidt Cycle에 의한 解析에서 Walker¹⁴⁾는 溫度의 基準으로 膨脹 및 壓縮空間內的 作動流體의 溫度를 各各 加熱器와 冷却器內的 作動流體의 溫度와 同一하게 취급하였으나 실제로는 等溫膨脹, 等溫壓縮의 變化를 수행시킬 수 없으므로 膨脹空間內的 溫度는 加熱器內的 溫度보다 낮고, 壓縮空間內에서는 冷却器內的 溫度보다 높기 때문에 本研究에서는 Walker가 選定한 膨脹 및 壓縮空間內的 代表溫度를 몇가지로 나누어서 機關性能을 解析하고 實測値와 상호 比較하므로써 機關性能을 容易하게 豫測할 수 있는 近似解析法으로서의 利用 可能性에 대해 評價한다.

計算모델 및 實驗裝置

1. Stirling機關의 모델 및 近似解析法

그림 1과 같이 膨脹室, 加熱器, 再生器, 冷却器, 壓縮室의 5개의 空間으로 構成된 γ type의 Stirling機關의 모델에 대해 다음의 假定에 의해 機關性能을 計算한다.

- 1) 作動가스의 流動損失은 없다.
- 2) 機關內的 作動가스의 壓力은 一定하다.
- 3) 機關內的 5空間에서의 作動가스 溫度는

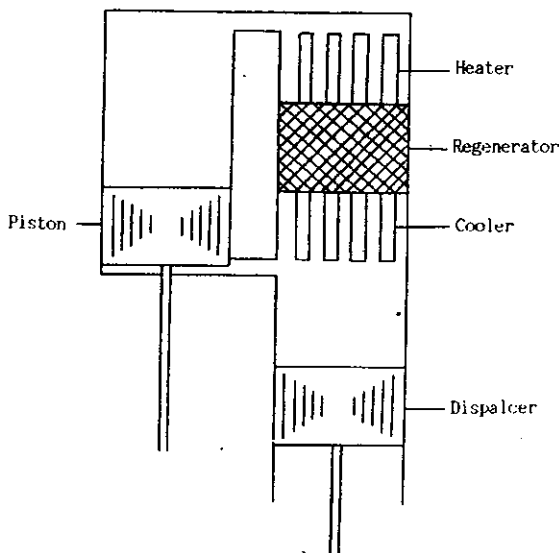


Fig. 1 Schematic structure of stirling engine model

사이클중 各各의 溫度로서 一定하게 維持되고 壓縮, 膨脹過程은 等溫으로 變化한다.

4) 再生器內的 作動가스 溫度는 加熱器와 冷却器內的 作動가스 溫度의 平均溫度로 維持된다.

5) 膨脹 및 壓縮空間의 體積은 正弦波狀으로 變動한다.

6) 再生器에서의 熱損失은 없고 완전한 熱交換을 수행한다.

7) 作動流體는 完全가스의 狀態式에 따르고 機關 外部로의 漏泄은 없다.

여기에서 機關性能에 큰 影響을 미치는 各部의 溫度 分布에 대하여 假定3)을 具體적으로 다음 3가지로 구분하여 溫度分布의 影響을 分析한다.

a) 膨脹空間 溫度 T_e 와 加熱器內的 溫度 T_h 는 同一하고, 壓縮空間 溫度 T_c 와 冷却器內的 溫度 T_k 는 同一하다.

b) 膨脹空間內的 溫度 低下만을 고려하여 T_e 는 T_h 와 T_k 로부터 機關壓縮比 ϵ 에 상당하는 斷熱膨脹을 했을 때의 溫度 $T_h\epsilon^{1-k}$ 와의 平均溫度로 하고, 低溫側은 a)의 경우와 같다.

c) 膨脹空間內的 溫度 低下와 壓縮空間內

의 溫度 上昇을 고려하여 T_e 는 b)의 경우와 같고 T_c 는 T_k 로부터 機關壓縮比 ϵ 에 相當하는 斷熱壓縮을 했을 때의 溫度 $T_k \epsilon^{k-1}$ 과의 平均 溫度로 한다.

以上の 假定에 의해 displacer실린더내의 膨脹 및 壓縮空間의 瞬間體積을 各各 V_e, V_{cs} 라 하고 displacer의 行程體積을 V_s 라 하면

$$V_e = V_s(1 + \cos\varphi)/2 + V_{de} \quad (1)$$

$$V_{cs} = V_s(1 - \cos\varphi)/2 + V_{ds} \quad (2)$$

로 된다. 여기에서 V_{de}, V_{ds} 는 各各 膨脹 및 壓縮空間의 不用體積(dead volume)이다.

power 실린더내의 壓縮空間의 瞬間體積을 V_{dp} 라 하고 power piston의 行程體積을 V_p 라 하면

$$V_{dp} = V_p\{1 + \cos(\varphi - \theta)\}/2 + V_{dop} \quad (3)$$

$$= xV_s\{1 + \cos(\varphi - \theta)\}/2 + V_{dop}$$

로 된다. 여기에서 x 는 行程體積比 (V_p/V_s), V_{dop} 는 壓縮空間의 不用體積이다.

또한 加熱器의 不用體積을 V_h , 再生器의 不用體積을 V_r , 冷却器의 不用體積을 V_k 라 하고 機關內 各部의 作動가스 質量을 M , 機關內의 瞬間壓力을 P , 가스 定數를 R , 各部의 溫度分

$$M_t = M_e + M_{cs} + M_{dp} + M_h + M_r + M_k \quad (16)$$

$$= \frac{PV_s}{2R} \frac{(1 + \cos\varphi)}{T_e} + \frac{(1 - \cos\varphi)}{T_c} + \frac{x\{1 + \cos(\varphi - \theta)\}}{T_c} + \frac{2X_1}{T_e} + \frac{2X_2}{T_h} + \frac{4X_3}{(T_h + T_k)} + \frac{2X_4}{T_k} + \frac{2X_5}{T_c}$$

이 된다. 이 式에서 溫度比 $\tau = T_h/T_h$, 比熱比를 k 라 하면 式 (16)는

$$M_t = PV_s\{(\tau - 1 + x\cos\alpha)\cos\varphi + x\sin\alpha\sin\varphi + \tau + 1 + x + 4\tau X_3/(\tau + 1) + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + 2X_4 + 2X_5\} / 2RT_c \quad (17)$$

이 되고 이 式으로부터 作動가스의 壓力을 求하면 a)의 경우

$$P = K\{1 + A\cos(\varphi - \theta)\} \quad (18)$$

가 되고, 여기에서

布 T 를 이용해서 各空間에 대해 狀態方程式을 適用하면

$$PV_e = M_e RT_e \quad (4)$$

$$PV_{cs} = M_{cs} RT_c \quad (5)$$

$$PV_{dp} = M_{dp} RT_c \quad (6)$$

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

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

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

이 된다. 體積基準으로 displacer의 行程體積 V_s 를 利用하여 各 不用體積을 無次元化 하면

$$V_{de}/V_s = X_1 \quad (10)$$

$$V_h/V_s = X_2 \quad (11)$$

$$V_r/V_s = X_3 \quad (12)$$

$$V_k/V_s = X_4 \quad (13)$$

$$V_{ds}/V_s = X_5 \quad (14)$$

로 된다. 여기서 $V_{ds} = V_{ds} + V_{dop}$ 이다. 또한 再生器內의 作動流體 溫度 T_r 은

$$T_r = (T_h + T_k)/2 \quad (15)$$

로 하고 以上の 各 式으로 부터 作動가스의 全質量 M_t 를 求하면

$$K=2M_tRT_c/V_s\{(\tau+1+x+4\tau X_3/(\tau+1)+2\tau X_1+2\tau X_2+2X_3+2X_5)\}$$

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

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

壓력이 最大로 되는 것은 $\varphi = \theta + \pi$ 일 때로서 그 壓力을 P_{max} 라 하면

$$P_{max} = K/(1-A) \quad (19)$$

로 되고, 壓력이 最小로 되는 것은 $\varphi = \theta$ 일 때로서 그 壓力을 P_{min} 이라 하면

$$P_{min} = K/(1+A) \quad (20)$$

가 된다. 또한 사이클 중의 平均壓力 P_{mean} 은 위의 式을 使用해서

$$P_{mean} = \oint_0^{2\pi} pd(\varphi - \theta)$$

$$K=2M_tRT_c/V_s\{(2\tau/C_1+1+x+4\tau X_3/(1+\tau)+4\tau X_1/C_1+2\tau X_2+2X_4+2X_5)\}$$

$$A = \cdot \sqrt{\{(2\tau/C_1-1+x\sin\alpha)^2+(x\sin\alpha)^2\}/\{2\tau/C_1+1+x+4\tau X_3/(1+\tau)+4\tau X_1/C_1+2\tau X_2+2X_4+2X_5\}}$$

$$\theta = \tan^{-1} x\sin\alpha/(2\tau/C_1-1+x\cos\alpha)$$

$C_1 = 1 + \epsilon^{1-k}$ 이다.

c)의 경우

$$P = K/\{(1+A\cos(\varphi - \theta))\} \quad (24)$$

가 되고, 여기에서

$$K=2M_tRT_c/2V_s\{(\tau/C_1+1/C_2+x/C_2+2\tau X_3/(1+\tau)+2\tau X_1/C_1+\tau X_2+K_4+2X_5/C_2)\}$$

$$A = \cdot \sqrt{\{4(\tau C_1-1/C_2+x\cos\alpha/C_2)^2+4(x\sin\alpha/C_2)^2\}/\{(\tau/C_1+1/C_2+x/C_2+2\tau X_3/(1+\tau)+2\tau X_1/C_1+\tau X_2+X_4+2X_5/C_2)\}}$$

$$\theta = \tan^{-1} 2x\sin\alpha/C_2/2(\tau/C_1-1/C_2+x\cos\alpha/C_2)$$

$$C_1 = 1 + \epsilon^{1-k}$$

$$C_2 = 1 + \epsilon^{k-1}$$
 이다.

식 (18), (23), (24)의 壓力과 식(1), (2), (3)의 體積을 이용해서 사이클당 피스톤이 행한 일을 계산하면 膨脹일 Q_{es} 는

$$Q_{es} = \int PdV_e \quad (25)$$

$$= P_{max} \cdot \sqrt{\{(1-A)/(1+A)\}} \quad (21)$$

로 나타낼 수 있다. 또한 壓力 P를 사이클 중의 平均壓力 P_{mean} 으로 無次元化하면

$$p = P/P_{mean} \cdot \sqrt{(1-A^2)}/\{1+A\cos(\varphi - \theta)\} \quad (22)$$

로 된다.

b)의 경우

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

가 되고, 여기에서

로 되고, 壓縮일 Q_{cs} 는

$$Q_{cs} = \int PdV_c \quad (26)$$

로 된다. 여기에서 $V_c = V_{cs} + V_{\phi}$ 이다. 또한 圖示일 Q_{cs} 는

$$Q_s = Q_{cs} + Q_{cs} \quad (27)$$

가 되고, 熱效率 η 는

$$\eta = Q_s / Q_{cs} = 1 - \tau \quad (28)$$

로 求해진다.

2. 實驗裝置 및 方法

本 研究에 使用한 實驗裝置의 概要는 그림 2와 같다.

試作機關은 2cylinder 1軸 크랭크식 單動 Power bellows-displacer형 機關으로서 Bellows type의 Power piston과 再生器, Displacer, 크랭크 機構, 加熱器 및 冷却器로 構成되어 있다.

- | | |
|----------------------|-------------------|
| 1. Bellows | 7. Lip seal |
| 2. Power piston ring | 8. Displacer |
| 3. power piston | 9. Regenerator |
| 4. Displacer cap | 10. Cooling water |
| 5. Flywheel | 11. Heater |
| 6. Crank shaft | |

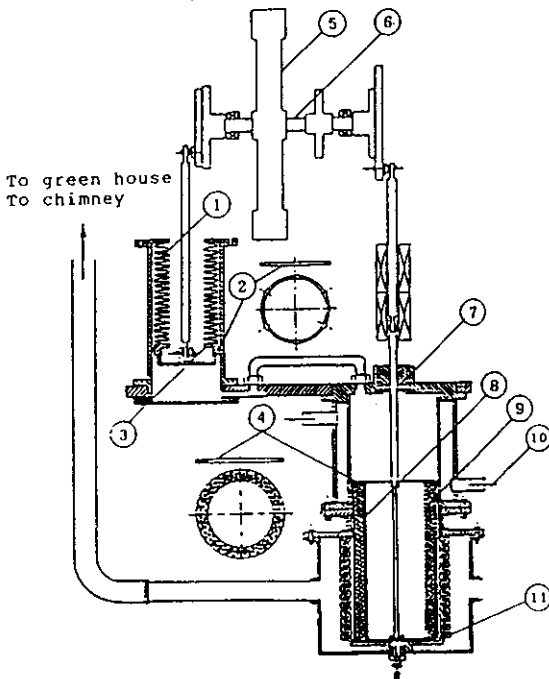


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental stirling engine

試作機關의 仕様은 表 1과 같다.

Table 1 Specifications of the experimental stirling engine

Enging type	piston displacer type
Working gas	air
Bore × stroke	
Piston	55.5 × 35mm
(swept volume)	85cm ³
Displacer	55.6 × 70mm
(swept volume)	170cm ³
Heat exchanger	
Regenerator	steel wool(φ0.035mm)
Cooler	water jacket
Seal device	
Piston	metal welded bellows
Displacer	rulon sheet ring

本 試作機關에 이용한 SUS304 素材 bwllovs의 山數는 60山, 스프링 常數는 1.6N/mm 이다. 또한 displacer는 2重圓筒構造로 되어있고, 外筒은 再生器로서 直徑 0.035mm의 steel-wool을 再生器 matrix材로 利用하였다. 內圓筒에는 輕比重의 斷熱材를 充填하여 熱傳導損失을 減少시켰다.

出力部에도 일반적인 피스톤 대신에 bellows를 이용하므로써 작동가스의 漏洩箇所는 displacer connecting rod의 seal部 뿐이다.

加熱裝置로서는 加熱溫度調整이 용이한 電熱式, 熱風發生器를 利用하였고 displacer에 대한 power piston의 위상각 α 를 70°, 80°, 90°, 100°, 110°의 5種類로 設定해서 각각의 出力特性을 調査하였다.

本 試驗에 있어서 測定한 項目은 膨脹空間의 作動가스 溫度 T_c 와, 壓縮空間의 作動가스 溫度 T_c 를 각각 K type의 熱傳對를 利用하여 計測하였다. 또한 外氣溫度 T_a 는 센서로서 白金測溫抵抗體를 使用하여 計測하고 열전대 補償基準點으로서 利用했다. 出力軸 torque T_c 는 크로스형 스트레인게이지를 利用하고, 作動가스 壓力 P 는 displacer실린더의 低溫部에 스트레인게이지식 壓力 transducer를 부착해서 計測하였다.

또한 圓周上에 角度6度 간격으로 60개의 凹凸을 設치한 回轉圓板을 크랭크축에 부착

하고 光學式 反射센서로서 회전펄프를 檢出 하므로써 크랭크 回轉角度 θ 와 回轉速度 N 을 測定하였다. 以上の 測定點으로부터 信號를 增幅해서 A·D變換하고 computer에 의해 on-line 計測하였다.

結果 및 考察

本 試驗에 사용한 試作機關은 displacer piston 실린더 外部에 加熱器와 冷却器를 設置하므로써 不用體積을 最小화 하였다. 따라서 本 出力計算에서는 加熱器와 冷却器의 不用體積 $X_2=X_4=0$ 으로 하였다. 또한 試作機關에 대한 各 空間의 不用體積 및 行程體積比를 計算한 結果 膨脹空間 不用體積比 $X_1=0.02$, 再生器의 不用體積比 $X_3=1.75$, 壓縮空間의 不用體積比 $X_5=0.36$ 이었고 行程體積比 x 는 0.15, 作動流體는 공기를 이용하였기 때문에 比熱比 $k=1.40$, 溫度比 τ 는 0.38이었다.

1. 膨脹 및 壓縮空間의 代表溫度의 影響

前述한 假定 a), b), c)에 의한 膨脹 및 壓縮空間의 代表溫度가 各各 圖示出力에 미치는 影響을 그림 3에 나타내었다. 出力은 $P-V$ 線圖로 부터 計算한 圖示出力 W_i 를 사이클 중의 平均壓力 P_{mean} 과 總 行程體積(V_p+V_s)으로 無次元化한 圖示出力 파라메타 $W_i/P_{mean}(V_p+V_s)$ 에 의해 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 膨脹空間과 壓縮空間의 代表溫度를 a), b), c)의 假定에 의해 서로 다르게 選定했을 때 圖示出力은 a) b) c)순으로 크게 나타났다.

또한 圖示出力은 膨脹 및 壓縮空間의 代表溫度를 假定 a), b)의 경우보다 假定 c)에 의해 選定했을 경우가 實測值에 더 接近함을 알 수 있다.

2. 溫度比의 影響

溫度比 τ 가 圖示出力에 미치는 影響을 그림 4에 나타내었다. 이것은 實驗條件으로서 行程體積比 $x=0.5$, displacer piston에 대한 power piston의 位相遲延角 $\alpha=90^\circ$ 일 때의 結果이다.

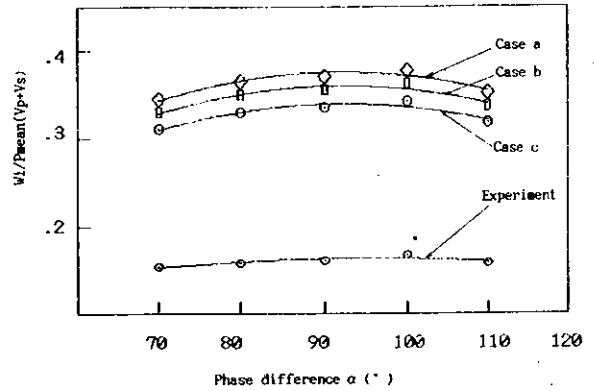


Fig. 3 Relation between indicated power and typical temperature

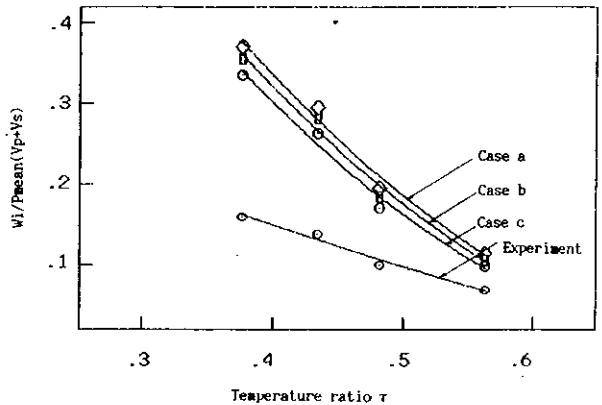


Fig. 4 Relation between indicated power and temperature ratio

그림에서와 같이 溫度比 τ 의 增加와 더불어 圖示出力은 급격하게 減少함을 알 수 있다.

3. 行程體積比의 影響

行程體積比 x 의 變化가 圖示出力에 미치는 影響을 그림 5에 나타내었다. 여기서 溫度比 $\tau=0.38$, 사이클중의 瞬間壓力은 膨脹 및 壓縮空間의 代表溫度를 假定 c)에 의해 選定한 값에 의해 計算한 結果이다. 이것은 計算條件으로서 不用體積比 $X_1=X_5=0$, $X_2=X_4=0.4$,

$X_3=0.6$ 의 경우이다.

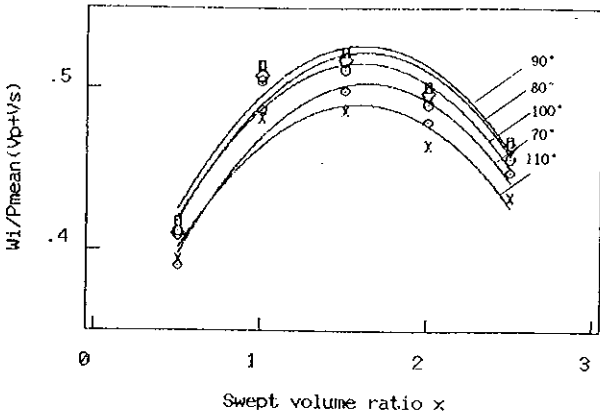


Fig. 5 Influence of swept volume ratio on indicated power

그림에서와 같이行程體積比 x 의 증가와 더불어圖示出力은增加하나 x 가 1.5以上으로增加하면圖示出力은 오히려減少하는傾向을 알 수 있다. 또한 위상각 α 가圖示出力에 미치는影響을 보면位相角이 90° 일때圖示出力이最大가 되는 것을 알 수 있다.

4. 熱交換器 不用體積의 影響

熱交換器의 不用體積比 $X_i (i=2\sim4)$ 가圖示出力에 미치는影響을그림 6에 나타내었다. 計算條件으로서溫度比 $\tau=0.38$, 位相角 $\alpha=90$, 行程體積比 $x=1$ 일 경우로서膨脹 및 壓縮空間의 代表溫度는假定 c)에 의해 사이클 중 瞬間壓力을 計算하고 P-V線圖에 의해圖示出力을 求한 結果이다.

또한 膨脹 및 壓縮空間의 不用體積比 $X_1=X_5=0$ 으로 하고, 加熱器의 不用體積變化 X_2 는 X_3, X_4 를 各各 0.4로서 一定하게 하였고, 再生器의 不用體積變化 X_3 는 X_2, X_4 를 各各 0.4로서 一定하게 했을 경우이다. 또한 冷却期의 不用體積比 X_4 는 X_2, X_3 를 各各 0.4로서 一定하게 했을 경우의 各 熱交換器의 不用體積比 X_i 를 0.25, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0의 5段階로 變換시켰을 경우에 대해圖示出力을 計算하였다.

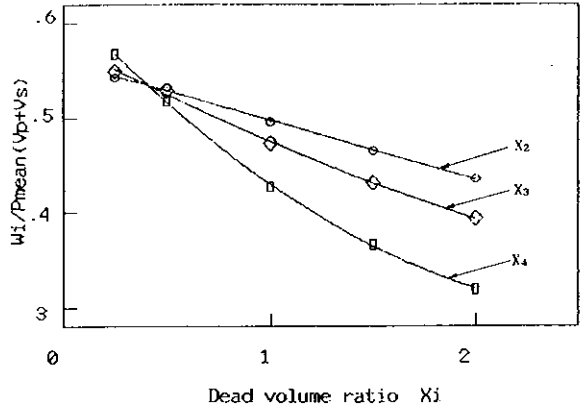


Fig. 6 Influence of dead volume ratio on indicated power

그림에서와 같이 各 熱交換器의 不用體積比 X_i 가 增加함에 따라圖示出力은減少함을 알 수 있다. 또한 冷却器의 不用體積이 加熱器, 再生器의 不用體積보다圖示出力에 미치는影響이 큰 것을 알 수 있다.

摘 要

Stirling機關의 性能 豫測을 위한 1次元解析方法으로서 지금까지는溫度의 基準으로 膨脹 및 壓縮空間의 作動流體의 溫度를 各各 加熱器와 冷却器內의 作動流體의 溫度와 同一하게 取扱하였으나 실제로는 等溫膨脹, 等溫壓縮의 變化를 수행시킬 수 없으므로 膨脹空間內의 溫度는 加熱器內의 溫度보다 낮고, 壓縮空間內의 溫度는 冷却器內의 溫度보다 높기 때문에 實際와 符合되지 않는 점이 있다.

따라서 本 研究에서는 膨脹 및 壓縮空間內의 代表溫度를 膨脹空間內의 溫度 低下와 壓縮空間內의 溫度 上昇을 고려하여 性能을 評價한 結果, 膨脹空間內의 作動流體 溫度를 加熱器와 加熱器부터 機關壓縮比 ϵ 에 相當하는 斷熱壓縮을 했을 때의 溫度와의 平均溫度로 하고 壓縮空間內의 作動流體 溫度를 冷却期

와 冷却期로부터 機關壓縮比 ϵ 에 相當하는 斷熱壓縮했을때의 溫度와의 平均溫度로 選定한 경우가 膨脹空間內的 溫度低下만을 고려하고, 壓縮空間의 溫度는 冷却期內的 溫度와 同一

하게 取扱했을 경우, 그리고 膨脹空間과 壓縮空間內的 作動流體의 溫度를 各各 加熱器와 冷却器內的 作動流體의 溫度와 同一하게 取扱하였을 경우보다 實測值에 더 接近하였다.

引 用 文 獻

1. 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
2. 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
3. Martini, W.R., A simple method of calculating stirling engine for engine design optimization. Proc. of the 13th IECEC: 1753-1762
4. Martini, W.R., and B.A. Ross, 1979. An isothermal second order stirling engine calculation methods. Proc. of the 14th IECEC: 1091-1097
5. Okamoto, M., O. Kitani and T.H.Kim, 1989. Stirling cycle engine for combustion heat of Biomass. Journal of JSAM 51(1): 5-12
6. Okamoto, M., T.H. Kim and O.Kitani, 1990. Basic studies on stirling engine using combustion heat of Biomass(Part 1). Journal of JSAM 52(4): 3-10
7. Okamoto, M., T.H. Kim and O.Kitani, 1991. Basic studies on Stirling engine using combustion heat of Biomass(Part 2). Journal of JSAM 53(4): 3-9
8. Qvale, E.B. and J.L. Smith, 1968. A mathematical model for steady operation of stirling type engine. Trans of the ASME, Journal of engineering for power: 45-50
9. Shock, A., 1978. Nodal analysis of stirling cycle devices. Proc. of the 13th IECEC: 1771-1779.
10. 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
11. Urieli, I., C.J. Rallis and D.M. Berchowitz, 1977. Computer simulation of stirling cycle machine. Proc. of the 12th IECEC: 1512-1521
12. Urieli, I., 1978. A Computer simulation of the JPL stirling laboratory research engine. Proc. of the 13th IECEC: 1780-1783
13. Walker, G., 1979. Elementary design guidelines for stirling engines. Proc. of the 14th IECEC: 1066-1068
14. Walker, G., 1980. Stirling engine pp.50-58 Oxford Univ. Press. London
15. West C.D., 1981. Theoretical basic for the beal number Proc. of the 16th IECEC: 1886-1887