

· 技術 解説 ·

船舶機關으로서의 STIRLING ENGINE에 關하여

崔 甲 錫*

1. 序 論	2-2 Stirling Engine型別 性能比較
2. Stirling Engine의 原理와 各種 機關의 理論的 比較	3. 開發된 機關
2-1 Stirling Engine과 그 機關型	4. 船舶用으로서의 展望
	參考文獻

1. 序 論

지난 석유과동以來 世界的으로 省에네르기機關에 關한 研究가 활발히 進行되어 오고 있는 데 그 中에서도 크게 注目을 끄는 것 中의 하나가 Stirling Engine이다.

1816年 Scotland의 牧師 Robert Stirling이 Stirling機關을 考案하여 開發研究가 이루어졌으나 往復內燃機關의 出現으로 말미암아 初期段階의 數%의 熱效率에서 자취를 감출 정도였다.

그러나 理論的으로는 Carnot Cycle의 熱效率과 一致하는 高熱效率機關이기 때문에 이 點을 着眼하여 荷蘭의 Philips社에서는 1938年부터 研究를 始作하였으며 作動流體를 空氣로부터 高壓의 水素 또는 Helium으로 交替하고 熱交換器의 溫度效率 上昇等의 改善으로 Stirling Engine의 熱效率도 往復內燃機關과 大略 同一한 程度까지 上昇되었다.

Stirling Engine은 特히 燃料의 多樣性이나 排氣, 騒音, 振動等의 환경보존성이 優秀한 性能을 發揮할 수 있는 可能性을 갖고 있기 때문에 今後의 機關으로서 매우 有望한 것으로 생각되며 船舶用으로서 最近 상당히 脚光을 받고 있다.

上述한 Philips社를 中心으로 西獨, Sweden, 美·日 등에서 開發研究가 行해지고 있으며 性能

的으로 優秀한 Stirling機關이 開發되고 있다. 가까운 日本에서는 運輸省의 運輸技術審議會로부터 “將來의 機關으로서 Stirling Engine의 開發과 研究를 行할 必要가 있다”는 答信을 받아 環境보존의 要請이 外航船보다는 빠른 時期에 엄격한해질 것으로 豫想되는 內航船主義를 目標로 해서 1977年부터 日本造船研究協會에서 研究가 始作되었다.

本報에서는 Stirling Engine의 基本原理와 開發된 各型의 性能計算을 通한 比較의 結果 및 Stirling Engine의 開發狀況을 소개한다.

2. Stirling Engine의 原理와 各種 機關의 理論的 比較

2-1. Stirling Engine과 그 機關型

理論的으로는 Fig.1에서와 같이 두개의 定積과정과 두개의 定溫과정으로 形成되어 있는 Stirling Cycle을 基本으로 하고 두개의 定積과정에서 再生器 RG(Regenerator)을 使用해서 可逆의인 熱回收을 行한다. 이 때 熱回收가 100%로 될 때 理論熱效率은 理論 Carnot Cycle의 熱效率과 同等하게 된다.

그러나 實際 Stirling機關에 있어서는 上記와 같은 Cycle은 不可能하기 때문에 理論 Cycle과 크게 차이가 나고 있다.

* 韓國船舶研究所 船舶機械研究室長

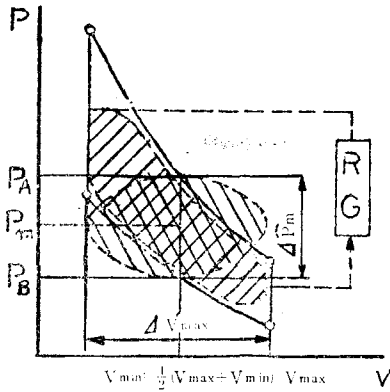


Fig. 1 Stirling Engine의 P. V. 線圖

即 RG의 溫度效率은 式(1)과 같다.

$$\eta_{th} = \frac{AR(T_1 - T_2)L_n(V_{max}/V_{min})}{ART_1L_n(V_{max}/V_{min}) + (1-e)C_v(T_1 - T_2)} \dots\dots\dots(1)$$

한편 開發研究에 있어서는 企業체들이 壓倒的으로 앞서고 있어 Stirling Engine을 商品化할 段階에 까지 이르고 있으나 그 研究結果는 特許等의 關係때문에 公表되어 있지 않고 앞으로도 公表되지 않을 것 같다. 이러한 制約 속에 이미 開發된 Stirling Engine에는 Fig. 2에서 보는 바와 같은 Displacer Type(Rhombic Type)이 있으며 이것은 Fig. 2(a)와 같이 Displacer A, B의 兩側이 連絡되어 있고 그 連絡部에 加熱器(HR)

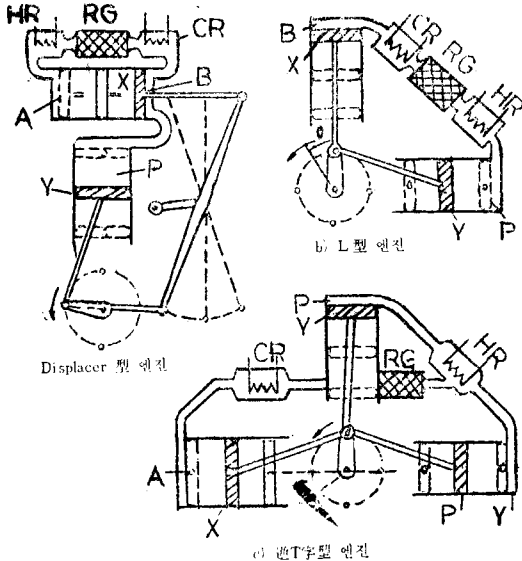


Fig. 2 Stirling Engine의 기본형과 역형

再生器(RG), 冷却器(CR) 등이 配置되어 있다. 피스톤운동에 依해 内部에 密閉되어 있는 作動가스는 左右시린더 A, B間에 交互로 往復하고 피스톤의 各 位置에 있어서 内部의 實質的인 平均 가스 溫度는 다르기 때문에 壓力이 上下한다. 그 變化壓力을 크랭크位相角이 90° 다른 出力시린더 P內의 出力피스톤 Y가 받아들여 出力을 낸다. 有名한 Philips社의 Rhombic Type은 X, Y를 同軸으로하고 있는 Displacer Type의 變形으로 이 形에 屬한다.

Fig. 2(b)는 L(또는V) Type이고, 두개의 시린더 B, P는 그림과 같이 HR, RG, CR을 사이에 두고 連絡되어 있으며, Gas는 各各의 Space에 어떻게 分配되는가에 따라 壓力이 달라지고 그림에 表示된 회전 方向일 때 피스톤X는 壓縮 피스톤으로 일을 하고 피스톤 Y는 出力 피스톤으로서 일을 한다.

Fig. 2(c)는 逆T字型 機關으로 同圖(a)의 것과 同一하게 左右시린더 A, B가 Displacer로 되고 수직시린더 P는 出力시린더로 되는데 右方시린더 A와 수직시린더 間에 HR이 配列되어 A, P 兩시린더 相互間에서 氣의 移動이 생김과 同時に 일이 增加하여 熱效率改善效果가 期待된다.

構造上 Rhombic型과 크게 다른 點은 Rhombic Type에는 低溫側 시린더가 두개 있는데 反해 逆T字型에서는 高溫側 시린더가 두개로 되어 있고 Rhombic Type의 出力은 低溫側시린더에 依하고 逆T字型에서는 高溫側시린더에 依한다.

2-2 Stirling Engine型別 性能比較

Stirling Engine의 實際性能 解析은 두領域에 各各 等溫變化를 前提한 Schmidt Theory를 基準로 했는데 實際 얻어지는 Stirling Engine의 指壓線圖는 丸形을 닮고 있어 比較의 便宜上 第一近似로서 Stirling Engine의 指壓線圖形狀을 타원으로 가정한다. Fig. 1에 表示한 行程體積 ΔV_{max} 와 中央指壓差 ΔP_m (最大容積行程의 두개의 中央位相에 있는 壓力의 差 $(P_A - P_B)$)를 各各 長短軸으로 하는 타원의 面積을 가지고 量을 近似的으로 計算한다. 이것을 Schmidt Theory

Table 1. 지압선도의 면적비교

온도비 β	($\times P_{max}, V_E$)				
	1.70	2.00	2.25	2.50	2.80
(1) schmidt法에 의한 면적	0.2111	0.255	0.294	0.319	0.334
(2) 타원가정에 의한 면적	0.190	0.233	0.267	0.291	0.315
비율(1)/(2)	1.112	1.096	1.100	1.096	1.092

에 의해 求한 일량과 比較하면 大部分의 경우 대략 10% 程度 낮다. (Table 1. 參照)는 것을 알 수 있고 따라서 指壓線圖의 일량은 第2近似로써 式(2)와 같이 上記 타원面積에 그 10%를 加함으로써 求할 수 있다. 第2近似計算은 (2)式과 같이 된다.

$$W \approx 1.1 \times \frac{\pi}{4} \times P_m \times V_{max} \dots\dots\dots (2)$$

AP_m 만이 出力에 關係하는 變數이고 그렇기 때문에 AP_m 을 一種의 有效指壓으로 생각할 수 있고 各種機關의 AP_m 을 計算함으로써 積分을 行하지 않고 極히 容易하게 性能의 比較를 할 수

있다.

式(2)의 AP_m 을 無次元化해서 $P_m (= (P_A + P_B)/2)$ 라 하고 系内の 作動流體를 完全가스라 할 때, 狀態方程式으로부터 그 가스量 G 는 式(3)과 같다.

$$G = PV/RT \dots\dots\dots (3)$$

또 Stirling Engine의 高溫側과 低溫側의 溫度를 各各 一定值 T_1, T_2 라 한다. 어느 瞬間과 初期狀態의 G 는 同一하기 때문에 온도비 $\beta = T_1/T_2$ 로 하면 式(4)가 誘導된다.

$$\frac{AP_m}{P_m} = \frac{2\{(V_{1B} - V_{1A}) + \beta(V_{2B} - V_{2A})\}}{V_{1B} + V_{1A} + \beta(V_{2B} + V_{2A})} \quad (4)$$

여기서 添字1은 高溫側, 2는 低溫側, A, B 는 行程中の 中央位相에 對한 크랭크의 位置이고 各各의 任意의 크랭크角을 θ' 로 한다. (θ' 의 始發點은 Fig. 2. 參照)

Table 2. 에는 各型마다의 $V_{1A}, V_{1B}, V_{2A}, V_{2B}$ 의 값을 無次元으로 하여 表示했고 이것으로부터 $(V_{1B} \pm V_{1A}) \cdot (V_{2B} \pm V_{2A})$ 를 各機關形式마다 計算해서 式(4)에 代入하면 다음과 같이 된다.

Table 2. 各 형식별 V_A 와 V_B 의 값

형	Cylinder	V_{1A}	V_{2A}	V_{1B}	V_{2B}
L(V)형	고 온 축	$(1 + \sin \theta')/2$		$(1 - \cos \theta')/2$	
	저 온 축		$(1 - \cos \theta')/2$		$(1 + \cos \theta')/2$
	무효 용적	a	b	a	b
Rhombic型	고 온 축	1		0	
	저 온 축 P		1/2		1/2
	저 온 축 D		0		1
	무효 용적	a	$2b(-C')$	a	$2b(-C')$
逆 T 形	고 온 축 D	$(1 + \cos \theta')/2$		$(1 - \cos \theta')/2$	
	고 온 축 P	$(1 + \sin \theta')/2$		$(1 - \cos \theta')/2$	
	저 온 축		$(1+x) \frac{(1 - \cos \theta')}{2}$		$(1+x) \frac{(1 + \cos \theta')}{2}$
	무효 용적	$2a$	b	$2a$	b

註 1. 위 값은 Displacer의 cylinder 형적용적을 1로 한다.
 2. D와 P는 Displacer와 Power Cylinder를 각각 표시한다.

$$\left. \frac{\Delta P_m}{P_m} \right)_{L(\theta=45^\circ)} = \frac{\sqrt{2}(\beta-1)}{1+2a+(1+2b)\beta} \dots \frac{\sqrt{2}(\beta-1)}{(1+2a)(\beta+1)} \quad (b=a \text{ 일 때}) \dots (5)$$

$$\left. \frac{\Delta P_m}{P_m} \right)_R = \frac{2(\beta-1)}{1+2a+2(1+2b)\beta} \dots \frac{2(\beta-1)}{(1+2a)(2\beta+1)} \quad (b=a \text{ 일 때}) \dots (6)$$

$$\left. \frac{\Delta P_m}{P_m} \right)_{RC} = \frac{2(\beta-1)}{(1+2a)(2\beta-1)-2c\beta} \quad (b=a \text{ 일 때}) \dots (6-1)$$

$$\left. \frac{\Delta P_m}{P_m} \right)_\perp = \frac{2(x+1)(\beta-1)}{2(1+2a)+(1+x+2b)\beta} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+x^2}} \dots \frac{2(1+x)(\beta-1)}{2(1+2a)+(1+x+2a)\beta} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+x^2}} \quad (b=a \text{ 일 때}) \dots (7)$$

위에서 添字 L 은 $L(V)$ 型, R 은 Rhombic型, \perp 는 透 T 型, RC 는 Rhombic型에서 別途로 Rhombic型에 存在하는 Displacer와 Power 피스톤 兩者의 Overlap空間比 C 를 考慮한 것이다.

여기서 C 는 Overlap容積部分을 Power 피스톤 P 의 시린더容積으로 나눈 無次元值이다. 또 x 는 逆 T 型에서의 低溫側시린더 容積의 高溫시린더에 對한 容積比이고 行程을 同一하게 해서 $x = (D_C/D_H)^2 - 1$ 로 表示된다.

$x=0$ 일때 兩者의 容積은 同一하고 여기서 D_C D_H 는 低溫 및 低溫側 Displacer시린더의 直徑이다. a, b 는 無效容積比이다.

無效容積比 a, b 란 死容積을 RG 의 中心에서 나누어 그 左右가 高低温側에 屬하는 것으로 하고 各各의 無效容積을 Displacer의 Power 피스톤 P 의 시린더容積으로 나누고, 高溫側과 低溫側 各各의 시린더數로 나눈 無次元의 값이다. $a=b$ 일 때는 全시린더의 各各에 付屬되는 無效容積이 同一하게 된다.

한편 RG 를 通하는 作動流體의 通過가스量의 全가스量에 對한 比를 通過가스量比(Z)라 부르고 이 값을 調査해 본다.

通過가스量은 低溫시린더에 出入하는 流量의 最大値와 最少値의 差의 全流量에 對한 比로서 求하며 다음과 같다. (但, $a=b$ 로 한다)

Fig. 3. 以上 式(5)~(10)을 Fig. 3에 提示했는데 同一 無效容積比 a 의 경우 高溫시린더가 두개인 逆 T 字型이 높은 $\Delta P_m/P_m$ 과 RG 의 가스通過量比 Z 가 큰 것임을 나타낸다.

세 번째로 理論等溫過程에 對한 各型別 考察로, 어느 程度 接近하는가를 調査하기 爲하여 二領域 Model에서 1사이클間的 高溫시린더의 가스出入

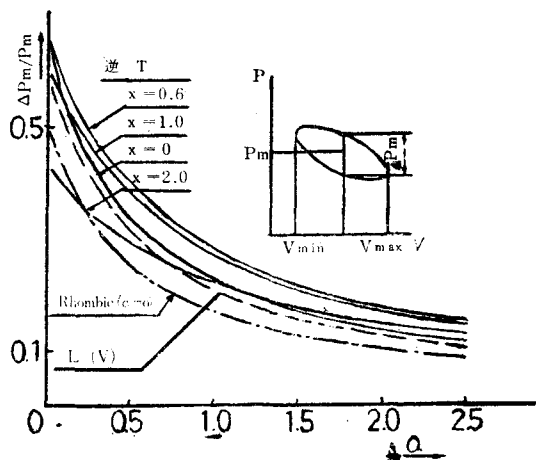


Fig. 3-a $\beta=2.5$ 일 때 a 와 $\Delta p_m/p_m$ 와의 관계

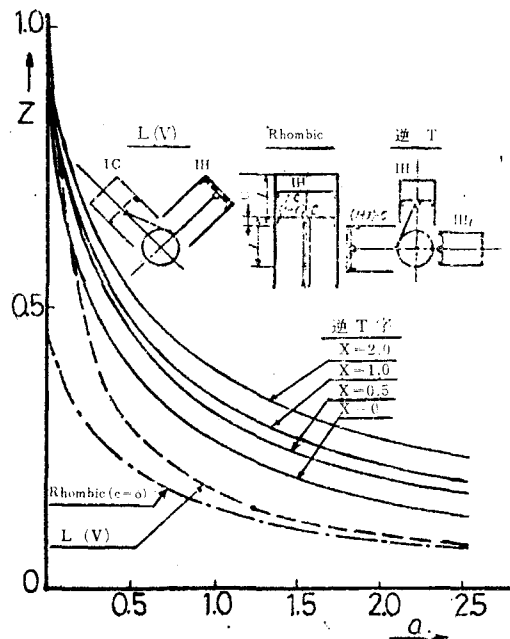


Fig. 3-b $\beta=2.5$ 일 때 a 와 Z 와의 관계

$$Z_L = \frac{\beta(1+4a)}{(\beta+2a\beta+2a)(2a\beta+2a+1)} \dots\dots\dots(8)$$

$$Z_R = \frac{2\beta(1+2a)}{(3\beta+4a\beta+2a)(\beta+4a\beta+2a+2)} \dots\dots\dots(9)$$

$$Z_{RC} = \frac{2\beta(1+2a-2C)}{(3\beta+4a\beta+2a-2C\beta)(\beta+4a\beta+2a+2-2C\beta)} \dots\dots\dots(9-1)$$

$$Z_x = \frac{2\beta(3+6a+4ax+3x)}{(2a\beta+4a+3)(2\beta x+2\beta+2a\beta+4a+1)} \dots\dots\dots(10)$$

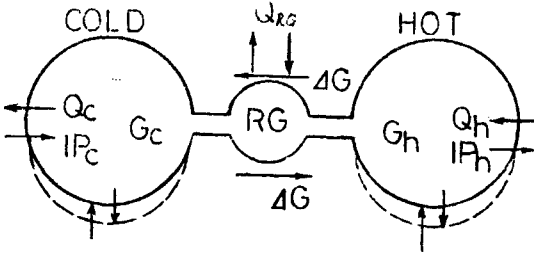


Fig. 4 Stirling Engine의 2영역 Model

溫度變化를 近似的으로 求해본다.

Stirling Engine 전체를 Fig. 4와 같이 交代로 容積이 變하는 二領域一定熱流束Model로서 考慮한다. RG는 熱에너지 Q_{RG} 를 出入量 ΔG 와 交換한다. 또 高低溫側領域은 ΔG 가 갖는 Enthalpy의 出入口가 있고 加熱率 Q_H 의 一定熱流束으로 供給되는 熱을 받아가며 일을 하면서 膨脹과 수축을 하는 것으로 하며 이때 일의 過不足과 RG에서의 溫度上昇不足으로 高溫側으로부터 RG에 出入하는 1사이클間의 氣의 最大溫度差를 ΔT 로 하고 高溫側氣의 RG의 平均出入溫度를 T_{hm} 으로 할 때, $b=a$ 로 해서 $\Delta T/T_{hm}$ 을 近似的으로 求한다. 이 때 $K=C_p/C_v$ 의 比熱比, P_T, P_H, P_C 를 各各 全空間의 일량, 高溫空間과 低溫空間의 일량으로서 $P_T=P_H+P_C$ 로 할 때, 高溫空間일량비 $\alpha=P_H/P_T$, $\eta=P_T/Q_H$ 로 定義한다. α 는 L型과 逆 T字型에서는 1보다 크고 在來 Displacer型 (Rhombic型)에서는 一량이 低溫空間에서 이루어지기 때문에 1以下로 된다. 또 Q_H 를 高溫側 加熱量, Q_{RG} 는 RG를 빠져나가는 熱에너지 ($Q_{RG}=Q_H-P_H$), G_H, G_C 를 高低溫이 各各 最大膨脹했을 때 그 領域에 保有시키는 氣量, V_H, V_C 를 各各이 最大가 되는 크랭크角에서의 死點 더容積, T_1', T_1'' 를 RG로부터 高溫側에 들어갈 때 및 나올때의 出入氣 溫度, T_{hm} 은 高溫氣의 出入平均溫度로서 $(T_1'+T_1'')/Z$ 로 한다.

ΔV_{max} 는 高溫側만의 最大行程體積이다.

本Model에 依하면 兩空間內는 恒상 잘 混合되어 있는 것으로 하기 때문에 RG로부터 高溫側에 들어갈 때와 나갈때의 1사이클間의 氣溫度差 ΔT 는 RG自體의 熱交換器로서 溫度效率에 關係없이 高溫側과 低溫側에서의 氣에 依한 一(各各의 空間의 指壓面積으로 決定된다)과 各各에서의 加熱(冷却)熱量의 差로부터 決定된다는 事實로부터, 高溫側에 들어오는 熱量을 Q_H 로 하고 高溫側空間만이 하는 外部일을 P_H 로 할 때는 高溫側으로부터 必然的으로 RG에 들어가는 熱量 Q_{RG} 는 式(11)과 같이 된다.

$$Q_{RG}=Q_H-P_H \dots\dots\dots(11)$$

이 Q_{RG} 는 RG에 出入할 때의 氣의 溫度差 ΔT 로 決定된다고 할 때

$$Q_{RG}=\Delta G \cdot C_p \cdot \Delta T \dots\dots\dots(12)$$

로 된다. 또 P_T 는 第1近似值 $\frac{\pi}{4} \left(\frac{\Delta P_m}{P_m} \right) \cdot \Delta V_{max}$ · P_m 을 使用하고 ΔG 의 全氣量에 對한 比Z를 利用해서 ΔT 를 求해 變形시키면

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{Q_H-P_H}{C_p \cdot \Delta G} = \frac{1-\alpha\eta}{\eta} \cdot \frac{P_T}{C_p \cdot \Delta G} \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1-\alpha\eta}{\eta} \cdot \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\Delta P_m}{P_m} \\ &\quad \cdot \frac{P_m \cdot \Delta V_{max}}{Z \cdot G_T \cdot R} \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1-\alpha\eta}{\eta} \cdot \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\Delta P_m}{P_m} \\ &\quad \cdot \frac{1}{1+a} \cdot \frac{1}{Z} \cdot \frac{V_H}{V_H+\beta V_C} \cdot \frac{\Delta V_{max}}{\Delta V_{hmax}} \\ &\quad \cdot T_{hm} \dots\dots\dots(13) \end{aligned}$$

으로 된다. 上記式이 意味하는 바는 $\alpha\eta=1$ 일 때 $\Delta T=0$ 이고 그때는

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{P_T}{P_H} = \frac{|P_H|-|P_C|}{P_H} = \eta \dots\dots(14)$$

인 것으로부터 高溫側과 低溫側의 各各의 空間

Table3. $\Delta T/T_{hm}$ 의 정 리

β 形	1.5			2.0			2.5			3.0		
	⊥	R	L	⊥	R	L	⊥	R	L	⊥	R	L
0.30	0.794	6.520	1.360	4.635	9.178	8.142	6.788	10.565	12.174	8.127	11.396	14.846
0.35				2.978	7.636	5.234	4.849	8.724	8.696	6.916	9.360	10.990
5.45				1.738	6.479	3.052	3.393	7.344	6.080	4.434	7.834	8.090

註 1. $k=1.6(H_c)$. 2. $a=1.0$ (L와 ⊥에서), $a=0.5$ (R에서). 3. $x=1.0$ (⊥에서), 4. 저온 시린더 용적과 Displacer Cylinder 용적을 동일하게 한다. (L에서)

이하의 일의 絶對值가 (15)式과 같은 關係로 되며 $\Delta T=0$ 으로 될 것이다.

$$\frac{|P_H|}{|P_C|} = \frac{1}{1-\eta} \dots\dots\dots (15)$$

이 關係로부터 벗어나면 벗어나만큼 ΔT 가 생기는 것이다. 이 일의 分配率은 機關型式와 溫度條件 등에서 決定되기 때문에 그에 의한 ΔT 를 알 수 있다. 一般的으로 熱效率 η 에는 熱交換器의 溫度效率이 包含되어 있기 때문에 未定數이며 實驗的인 값을 잡아 0.3~0.4로 考慮한다. Fig.5에는 Table3.에 나타낸 η , k , a , x 등의

에 의하여 逆T字型이 等溫變化에 가장 接近하고 있음을 알 수 있다.

3. 開發된 機關

現在까지 開發되었거나 또는 開發中의 主要한 機關을 Table4.에 表示하였다.

1954년에 開發된 1-365機關(1시린더-행정체적 365cc/cyl.)은 作動流体를 水素로한 最初의 實驗機關이고, 熱效率이 38%에 達하고 있다. 1968년에 開發된 4-65DA는 4시린더分의 燃燒器를 1개로 모아서 Swash Plate를 利用키 爲한 基礎的 研究를 한 것으로서 여기서 얻어진 結果를 基礎로 4-215機關이 製作되었다. 4-215機關은 Ford Torino에 塔載되었고 승용차機關으로서의 基礎的 研究가 行해지고 있다.

지금까지 Philips社는 回轉數가 높은 機關을 開發하고 있는데 現在開發中인 4-1400DA나 8-500DA는 400PS/1300RPM과 400PS/1900RPM 이고 低速高出力機關이 開發되고 있다.

한편 United Stirling Sweden에서는 4-235機關을 보-트나 배스에 塔載시켜서 柴油車의 分野에서 Stirling Engine을 使用하려고 힘을 기울이고 있다. 4-615機關도 똑같이 大型車를 對象으로 해서 그 開發에 重點을 두고 있는데 V-4X機關은 構造의 簡素化, 코스트의 低減을 目標로 했다.

이 機關은 Double Acting Type으로 4시린더分의 연소기를 하나로 해서 또 V형시린더 配列로 종래의 크랭크方式을 取한 것이며 馬力當重

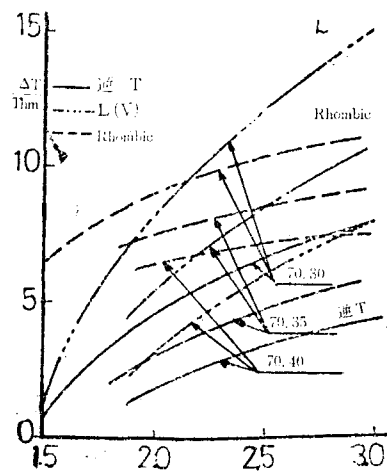


Fig.5 고온 시린더 내의 온도 변화율

값을 使用하여 計算한 各型의 $\Delta T/T_{hm}$ 의 結果를 보여준다. $\beta=1.5\sim3.0$ 까지에서는 溫度變化 ΔT 와 T_{hm} 에 對하여 Rhombic型에서는 6~12%, L型에서는 1.2~1.5%, 逆T字型에서는 0.7~8.2% 程度의 理論計算結果가 얻어지고 있으며, 이것

Table4. Stirling Engine 要目表

Maken	Type	개발年	구동방식	최고出力ps/cpm	작동유체	평균轉力	가동온도(°C)	냉각수온(°C)	효율(최고轉) Torque(최고轉)
Philips	1-365	1954	Rh.	1cyl. 56/2100	H ₂	165	700	15	38%/1200 RPM
	1-98	1959	〃	〃 25/3500	H ₂	210	700	15	33%/1200 RPM
	4-235	1966	〃	4cyl. 200/3000	H ₂ 혹은 H _e	220	700	60	
	4-65DA	1968	da. Sw.	4cyl. 60/					
	4-215	1972	da. Sw.	4cyl. 170/4000	H ₂	200	750	73	40kg-m/1300〃
	4-1400DA	1973	da. Sw.	4cyl. 400/1300	H ₂	220	700	70	40%262kg-m/400rpm
	8-500DA	1973	da. Twin Sw.	8cyl. 400/1900	H ₂	220	700	70	40%180kg-m/400〃
United Stirling Sweden	4-235								
	4-615	1972	Rh.	4cyl. 200/2400	H ₂	150		55	35%/1000rpm
	4-X	1973	da. Cr.	4cyl. 68/3500	H ₂	105			
MAN/MWM		1967	Rh.	10/3000					29%/2000rpm
	1-400			1cyl. 30/1500		110			2.7kg-m/1,300rpm
	4-400	1971		4cyl 92/1500					

량을 낮추는데 큰 효과를 보았다. MAN/MWM 에서도 United Stirling Sweden과 같이 터널 분야의 개발을 대상으로 개발하여 왔고, 연소실 형상, 크랭크 방식 등을 개선해서 코스트의 저減과 信賴性增大를 爲해 努力하고 있다.

그 외에 오늘날 License를 外面한 General Motor社에서도 各種의 機關開發이 行해지고 人工衛星用動力源이나 海洋開發을 爲한 海中活動源으로서 Stirling機關의 基礎的 研究가 行해지고 있다.

Stirling Engine에 關한 開發研究로서는 熱效率提高, 熱交換器의 傳熱, 流體力學的 損失, Seal 技術, 出力制御方式 등이 行해지고 또 熱 저장 System, Heat Pipe, 冷暖房機 등의 應用研究도 行해지고 있으며, 他産業에 對한 이들의 技術波及 效果도 크게 期待된다.

한편 Stirling Engine은 그 熱源을 自由롭게 選擇할 수 있는 長點을 가지고 있기 때문에 이 點을 살려서 많은 特殊한 Stirling Engine方式의 아이디어가 나와 있는데 몇가지 列記하면 다

음과 같다.

(1) 直接 太陽熱加熱 Stirling Engine : —이 方式은 太陽熱을 反射鏡으로 集光시켜 Stirling Engine의 高溫실린더附近을 直接的으로 輻射加熱시키는 것으로 冷却側의 充分한 冷却源을 必要로 하는데 이러한 方法은 發展途上國의 農耕用으로 開發이 적합할 것이다.

(2) 液体金屬 Stirling Engine : — P_c, H_s, N_s, N_{sk}, L 等 熱傳導가 큰 液体金屬의 Bath에 加熱部分을 浸漬시켜 均一하게 加熱되는 方法을 着眼한 것이다.

(3) 液体金屬反應熱로 加熱하는 Stirling Engine : —特殊한 燃料機關의 하나로서 N_s 등의 알카리金屬과 후레온形의 弗化物과의 反應에 依한 發熱에 依해서 液体金屬 Bath內에 浸漬된 Stirling Engine을 加熱하는 方式이다.

(4) Heat Pipe 利用 Stirling Engine : —이 것은 높은 傳熱性能을 갖고 最近 各方面에서 注目받고 있는 Heat Pipe를 Stirling Engine에 利用해 보려는 것으로서 適當한 溶融金屬이나

그 混合物을 封入해서 加熱部分이나 Burner部分과 高溫시린더를 分離해서 그 사이를 Heat Pipe로 連結하는 것이고 設計의 自由度가 增大되고 外面加工만으로 mesh가 적은 fin을 만들 수 있는 利點을 가지고 있다.

以上 열거한 以外에도 氣液2相 Stirling Engine이나 油空壓驅動 Stirling Engine 등의 構想이 되어 있어 多方面에서 Stirling Engine의 利用에 對한 研究가 활발히 進行되고 있다.

4. 船舶用으로서의 展望

Stirling Engine이 船舶用으로서 利用될 경우

- 1) 騒音, 振動이 적기 때문에 船内환경이 좋아지고
- 2) 排氣가 淸靜하기 때문에 陸地에서 가까운 곳에서는 더욱 바람직하며
- 3) 船舶機關은 一定條件에서 운전하는 경우가 많기 때문에 最高效率點에서 長時間 운전될 수 있다.
- 4) 粗惡油의 使用이나 補機로서는 主機의 排熱을 使用할 수 있다.
- 5) 密閉式이기 때문에 潤滑油에 依한 汚染이 적다.

以上과 같은 長點을 가지고 있는데 現在 Stirling Engine의 開發狀況을 考慮할 때 船舶用으로서의 約 1000馬力(시린더當 10~200PS)程度의 機關開發이 適當한 것으로 간주될 수 있다. 即 主機로서는 1000總屯程度에, 補機로서는 廣範圍하게 使用可能하다. 環境 보존성에 立却하여 보면 主機로서는 1000總屯 程度의 內航船을 開發對象으로 하는 것이 最適일 것이다. 開發을 爲해서는 性能向上과 同時에 信賴性, 保守性의 問題도 큰 要因으로서 取扱研究되어야 할 것이다.

5. 맺 는 말

以上과 같이 Stirling Engine은 油類波動으로 인한 代替에너지源研究에 並行하여 陸海上用으로 활발히 開發研究가 進展되어 實用化단계도 時間的인 문제로 되고 있다.

그러나 內燃機關에 比較할 때 高壓이기 때문에 重量이 크고 水素 등의 分子量이 작은 가스를 使用케 됨에 따라 Seal과 安全性 등의 많은 問題가 있고 負荷急變化에 對한 應答性이 낮은 등의 缺點을 가지고 있으나 高效率이고, 靜肅하고, 多種의 化石燃料에 適應할 수 있고, 公害性이 낮기 때문에 에너지源의 고갈과 公害低下의 問題에 直面한 現在로서는 將來의 새로운 機關으로 開發研究되어 오던 Stirling Engine의 實用化를 目前에 두고 先進各國에서는 商品化를 爲한 開發研究競爭이 繼續되고 있으며, 特히 企業體의 研究結果는 壓倒的으로 앞서 있으나 特許等關係上 숨겨져 있다. 그러나 Stirling Engine의 實用化는 80年代初 自動車用의 量産化를 目標로 하는 企業體가 있어 그 實用可能性은 뒷받침 해 주고 있으며, 船舶用開發도 時期的으로 陸上用과 비슷할 것으로 豫測한다면 無理는 아닐 것으로 전망된다. 아울러 에너지자원이 不足한 國內에서도 太陽熱을 비롯한 代替에너지 및 새로운 動力源開發研究促進이 先進國을 向한 經濟開發의 主要構成 分野가 될 것을 期待한다.

參 考 文 獻

1. G. Walker: Stirling Cycle Machines, Clarendon Press, Oxford
2. 渡部一郎: 스타링機關의 現狀及 將來性, 內燃料機關 8卷1號, (1969).
3. 塚原茂司: 스타링機關의 開發狀況, 船舶技術研究報告書 第7卷 第6號, (1976).
4. 一色尚次外: 스타링機關의 開發(第1報), 日本船舶機關學會誌. Vol. 12 No. 9(1977. 9)
5. T. Finkelstein: Cyclic Process in closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer, Journal of Engine for Industry, (Feb—1962)
6. 渡部一郎外: 將來의 原動機, 機械의 研究, 15卷—1號. (1963)
7. 森 康夫外: 熱力學概論 養賢堂(1976).
8. 機械工學便覽(改訂第5版) 日本機械學會(1968).