

農業用 小型디젤機關 冷却시스템의 改善에 關한 研究

Improvement of Water Cooling System of a Small Diesel Engine

金聲來*
S. R. Kim

明炳洙*
B. S. Myung

Summary

This study was conducted to obtain basic data which affected engine performance of the power tiller being widely used in the rural area. Among the various factors being influenced engine performance, factors of radiator, of capacity of cooling water, and of efficiency of cooling fan were considered as the major factors in this study.

Because diesel engine being used to power tiller are scarce of cooling water, it is over-heated in time of rated power. Therefore, a experiment was performed to determine the capacity of cooling water of engine with circuit system of cooling water adhered.

1. 緒言

그간 政府에서는 農民을 保護하는 政策으로 供給價格을 統制하였고 價格上昇 要因을 製作社가 生産費로 吸收하도록 勸奨하여 類似機種間에 同一部品을 使用하여 部品單純化 等으로 經營合理化하여 生産技術面으로는 他工產品에 比하여 뒤지고 있다.

各社는 生産品目的 多樣化로 農業機械의 機種別 生産規模는 줄어든 反面 市場 確保를 위한 國內競爭은 熾烈하게 되었으나 研究, 開發投資를 통한 品質改善과 性能改善은 아직도 未洽한 實情이다.

動力耕耘機用 機關은 製作過程에서 政府의 國產化 施策下에 機關을 改善할 때에 性能面보다는 部品 單純化 및 國產化, 生産費 節減에 重點을

두었으며, 또한 農民은 農業機械化 初期段階에서 出力이 높은 機關을 選好하는 傾向이 컸기 때문에 各社들은 共히 出力을 增加시키기 爲한 方法으로 실린더 直徑을 키워왔다.

그러므로 直徑이 커짐에 따라 相對的으로 改善되어야 하는 機關의 各部品 改善에 對한 研究 없이 筒徑比가 1.0內外로 變化하였다. 그리고 機關은 直接噴射式, 電氣始動式, 冷却器式 冷却 等으로 形式은 變化하였으나 新모델의 自體設計技術을 蓄積하지 못하였다.

現在 國內의 大部分의 小型 디젤機關은 水冷式 4行程으로 圓滑한 作動을 爲한 冷却시스템은 冷却器에 一定量의 冷却水를 注入시켜 놓고 冷却팬으로 空氣를 送風하여 大氣中으로 放熱시키는 形式이다. 그리고 放熱器는 大部分 銅製品으로 코아와 튜브로 構成되어 있으며 使用하는 銅

+ 이 연구는 1991년도 학술진흥재단의 학술연구비 지원에 의하여 수행되었음
* 忠南大學校 農科大學 農業機械工學科

관은 두께 0.2mm 정도이며 放熱面積을 增加시키기 위하여 冷却팬을 3mm 정도의 間隔으로 가능한 轉數를 많게 設計하고 있다.

各種 水冷式機關의 冷却水溫度는 燃料消耗率과 熱效率에 크게 影響을 미치므로 水冷式 機關에서 冷却水의 適正水溫의 範圍를 美國自動車學會 標準規格에서는 $88 \pm 5^\circ\text{C}$ 의 範圍로 設定하고 있다. 機關의 冷却水 溫度는 負荷의 變動 및 作動條件과 冷却器 및 冷却팬의 直徑과 冷却水의 容量 및 流動率 등의 設計 및 運轉條件 과 方法 등의 條件에 따라 變化되는 것이다.

本 研究는 農用디젤機關의 出力向上을 위하여 실린더 直徑을 크게하여 過熱되는 現象에 대한 究明과 冷却시스템을 開發하여 效率 向上을 爲한 基礎研究로 冷却시스템의 理論的 分析, 冷却裝置의 發熱量, 負荷變動別 冷却水循環時 入口溫度 變化, 冷却팬의 性能實驗, 冷却裝置의 容量別 性能과 冷却器效率 등의 冷却裝置에 對한 全般的인 檢討를 目標로하여 現在 機關의 裝置에서 다른 要因은 일정하게 하고 實驗 分析하여 冷却器의 最適設計 및 開發을 爲한 基礎資料을 얻고자한다.

2. 研究史

디젤機關의 潤滑油로 널리 使用되는 SAE40潤滑油의 運動粘度는 100°C 일때 12.93~16.77cSt로 規定하고 있고 冷却水의 出口溫度는 $88^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$ 로 하고 있으나 一般的으로는 80°C 로하여 冷却水가 循環되도록 밸브를 設置하여 冷却溫度을 制御하고 있다.

Sihling 等⁽¹⁸⁾은 機關冷却시스템의 冷却效率을 增大시키기 爲하여 流入 冷却風量에서 内部 抵抗을 減少시키기 爲해서는 CD(抗力係數)를 적게 하여야 하며 流入口 形狀 最適化를 爲해서는 C_D, C_L (양력계수)를 低減해야 하며 排出口 位置의 最適化를 爲해서는 下, 上, 側面과 前後 位置에서 抗力係數와 揚力係數를 低減시켜야 된다고 報告하였다.

Woschni⁽²⁰⁾은 定格負荷時 熱轉達損失은 3600

kcal/m³h로 40%가 傳導에 依한다고 하였다. Hovin 等은 MTU라는 冷却시스템에 마이크로컴퓨터를 利用하는 制御모델을 開發하였고, VEC 모델은 엔진 테스트 베드에 適用할 수 있는 制御 알고리즘을 開發 하였고, 空氣-燃料混合比, 點火時期, 噴射時期, 排氣가스 再循環 등의 파라미터와 CCVEC시스템, MCVEC시스템을 適用 오일溫度의 精密制御, 潤滑油 冷却, 冷却器 轉 制御, 冷却溫度 등을 調節할 수 있다는 結果를 報告하였다.

Helmut 等⁽¹³⁾은 플라스틱 冷却팬을 適用한 結果 所要動力은 0.40~3.2ps, 重量 25% 減少, 費用 節減, 騒音減少로 轉의 效率이 增大하였다고 報告하였다.

Sobocinski⁽¹⁹⁾는 冷却에너지를 實驗式으로 提示하였다. Chapman⁽⁸⁾은 디젤機關의 冷却시스템을 컴퓨터시뮬레이션으로 設計資料를 提供할 수 있는 VECSS, ATB試驗, GMC, ATB試驗方法 등을 報告하였다.

Kamel 等⁽¹⁷⁾은 表面 熱電溫度計를 製作하여 燃燒時 실린더壁 溫度의 變化를 測定 60% 負荷時 200°C , 80% 負荷時에 210°C 이었다고 報告하였다.

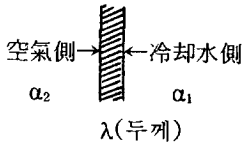
3. 冷却시스템의 理論分析

1) 放熱器의 容量

一般的으로 小型디젤機關에서 必要로하는 放熱器의 適合한 容量은 消費되는 全燃料의 發熱量에 25~40%程度를 大氣中에 放熱시키는데 農用機關의 경우에는 通常 消費燃料의 25~35%에 相當한 放熱容量으로 하고 있는데 計算의 便宜를 위해서 大部分 設計時 30%로 하고 있다.

放熱器의 熱貫流率 K는 金屬板을 넣어 熱을 傳達하는 경우의 實流率이며 大部分 아래의 그림 1, 2에서 空氣의 速度와 K와의 關係, 放熱器에서의 空氣速度의 變化에 대한 溫度 등의 資料에 의하면 α_1 은 200~4000Kcal/m³hr 範圍이다. 그러므로 冷却水로부터 銅板의 熱傳導은 内部의 熱傳導率($\lambda/d : \lambda$)이 70~110이고 銅板의 두께

(d)는 0.1~0.2mm라면 λ/d 은 70~110/0.001~0.0002 이므로 2에 비하여 λ/d 가 너무적은 값이므로 $K=\alpha_2$ 로 할 수 있다.



銅版으로부터 空氣로 熱이 傳達되는 것으로 보아 α_2 는 주로 空氣의 流動速度 V_1 에 依하여 變化하는 것으로 放熱器의 경우에는

$$K = \alpha_2 = 2.0 + (5.0 \sim 11.0) \sqrt{V_1}$$

여기에서 V_1 은 空氣流動速度(Km/hr)이며 近似式으로는 $K = aV_1$, $a = 0.75 \sim 1.5$ 로 使用하고 있다.

日本機械工學便覽⁽¹⁵⁾에서 A. Heller의 Motor Wagonban의 實驗結果의 曲線을 活用하고 있다. 그림 1, 2에서 K의 實用値는 大略 空氣速度 V_1 이 11~17m/sec의 範圍로서 $K = 50 \sim 80$ Kcal/m²hr °C 程度가 된다.

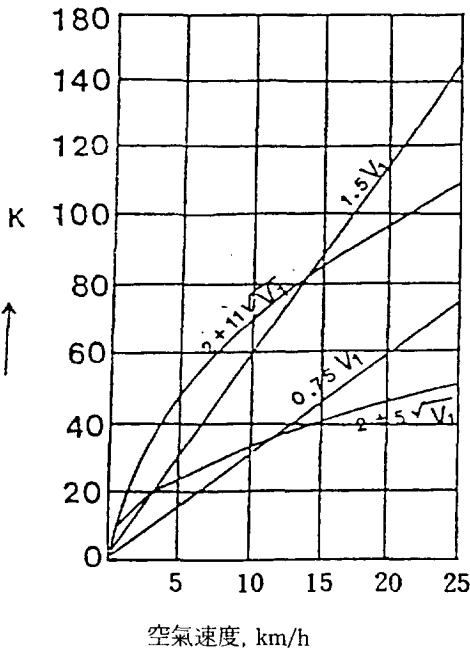


Fig. 1 放熱器의 空氣速度에 對한 K

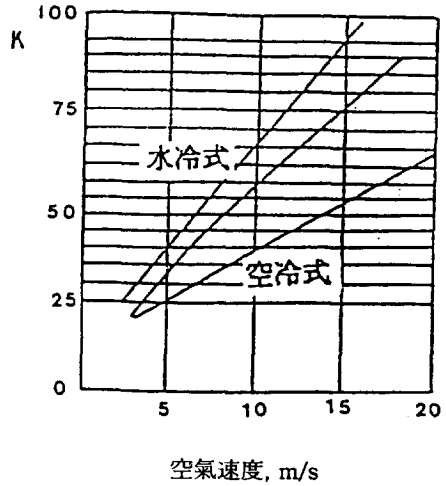


Fig. 2 空氣速度와 K와의 關係

冷却水와 空氣의 平均溫度를 θ_m, T_m 이라고 하면 θ_m 은 $(\theta_1 + \theta_2)/2$ 이고 T_m 은 $(T_1 + T_2)/2$ 가 된다. 그러므로 放熱器의 放熱容量은 式(1)으로 表示할 수 있다.

$$Hc = \theta (\theta_1 - \theta_2) = LC(T_2 - T_1) = \Phi F K (\theta_m - T_m) \dots\dots\dots (1)$$

여기에서

Hc : 放熱器의 放熱容量, θ : 循環 冷却水量, θ_1 및 θ_2 冷却水의 放熱器 入口 溫度, L : 放熱器를 通過하는 空氣의 流量, C : 空氣 1m³을 1°C 올리는 데 必要한 熱量, T_1 및 T_2 : 空氣의 放熱器 入口에서의 溫度, F : 放熱器의 前面面積: 放熱器의 放熱全面積과 前面面積과의 比이다.

Header⁽¹⁵⁾는 實驗 報告에서 $K = 112$ Kcal/m²hr °C라 하고 있으나 馬力時間當의 冷却水에 傳達되는 熱量을 q Kcal/hr/BHP라 하고 Ne 는 機關의 軸馬力이라 할때

$$Hc = q \times Ne \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2 \dots\dots\dots (3)$$

$$q = \frac{Hc}{\theta_1 - \theta_2} = \frac{Hc}{\Delta\theta} = \frac{qNe}{\Delta\theta} \dots\dots\dots (4)$$

$$L = 1000\alpha F V_1 (\text{m}^3/\text{hr}) \dots\dots\dots (5)$$

$$L C = 1000 C \alpha F V_1 \dots\dots\dots (6)$$

(1)~(6)式에서

$$H_c = \Phi FK \left(\frac{\theta_1 + \theta^2}{2} - \frac{T_1 + T_2}{2} \right)$$

$$= \Phi FK (\theta_1 + \theta_2 - H_c/\theta - T_1 - T_2 - H_c/L)$$

$$C)$$

$$= \frac{\theta_1 - T_1}{\frac{1}{\Phi FK} + \frac{1}{2\theta} + \frac{1}{2LC}} \dots\dots(7)$$

$$F = \frac{q Ne \left(\frac{1}{\phi K} + \frac{1}{2000 Ca V_1} \right)}{(\theta_1 - T_1) - \Delta\theta/2} \dots\dots(8)$$

A. Heller⁽¹⁵⁾의 實驗값을 利用하여 整理하면

$$F = \frac{q Ne \left(\frac{1}{\phi K} + \frac{1}{500 \alpha V_1} \right)}{(\theta_1 - T_1) - \Delta\theta/2} \dots\dots(9)$$

9) 式에 $q = (500 \sim 700)$, 通常 $600 \text{Kcal/hr} - \text{BHP}$, $\theta_1 = 80^\circ\text{C}$ or $\Delta\theta/2 = 2.5 \sim 5^\circ\text{C}$ 로 하면 ϕ , α , ρ 는 放熱器의 構造로 부터 決定되며 空氣速度 V_1 을 決定하면 熱의 貫流率 K 도 大體로 決定되게 되며 T_1 은 空氣의 溫度(30°C 程度)이므로 機關에 必要한 放熱器를 設計할 수 있게 된다.

2) 放熱器의 有效性

가. 有效性(ϵ)은 實際 熱傳達量/ 可能한 最大의 熱傳達量으로써 實際의 熱傳達은 뜨거운 流體로부터 損失에너지 또는 低溫流體가 얻은 에너지를 計算하여 求한다.

나. 大氣條件은 空氣量 $2.36 \text{m}^3/\text{s}$, 空氣의 加熱範圍는 $16^\circ\text{C} \sim 29^\circ\text{C}$, 82°C 의 溫水가 管을 흐르고 空氣는 管을 가로질러 흐를때 平均 總合熱傳達은 $227 \text{W}/\text{m}^2\text{C}$, 熱交換器 總面積 9.29m^2 , 入口의 空氣密度 ρ 는 $1.223 \text{kg}/\text{m}^3$, 冷空氣의 質量流率은 $2.887 \text{kg}/\text{s}$ 등 이다.

다. 熱傳達은 空氣와 冷却水 어느 流體의 容量比가 작은지는 알 수 없으므로 空氣의 容量比가 작다고 한다면 計算하여 質量流量은 出口에서의 冷却水溫度를 測定하고 물의 容量比가 작을 경우에는 施行錯誤法을 써야한다.

Table 1. Effectiveness of radiator

| Type of flow | Effectiveness |
|--------------|--|
| Cross flow | $\epsilon = 1 - \exp[\exp(-NC_n) - 1/C_n]$ |

實驗值와 計算値는 一致되지는 않는데 이는 高溫流體가 작은 容量比를 갖는다는 것을 意味하며 이와같은 方法으로 그림2, 表1을 滿足할때 까지 繼續하여 求하면 된다.

K 은 Header의 研究結果($100 \sim 300 \text{Kcal}/\text{hr}^\circ\text{C}$)를 利用하고 현재 冷却器에 使用하는 冷却管의 두께는 0.2mm 程度이므로 q/λ 를 省略하여 $V_w = 0.3 \text{m}/\text{sec}$, $V_a = 0.2 \text{m}/\text{sec}$, $K = 396 \text{Kcal}/\text{m}^2/\text{hr}^\circ\text{C}$ 라고 할때 必要한 冷却面積 F 를 計算하면 1.31m^2 이며, $f(F/Ne)$ 은 $0.0216 \text{m}^2/\text{軸馬力}$ (通常 $0.01 \sim 0.02$)가 된다.

3) 放熱器 容量

現在 디젤機關에 使用하고있는 放熱器의 前面面積 및 畵面積 등의 實測値는 表 2와 같으며 이 값은 出力 $6.0 \sim 7.5 \text{kW}$ 일때 計算式에 依하여 計算한 放熱器의 放熱面積과 Fin 面積과 類似하다. 그러나 實際로 7.5kW 機關은 最大出力이 12kW 以上이므로 餘裕 出力을 考慮하면 放熱器의 容量은 不足한 것이다.

Table 2. Cooling area of radiators

| Makers | Fin area(m ²) | Front area(m ²) |
|--------|---------------------------|-----------------------------|
| DY | 1.94 | 0.0282 |
| KJ | 1.91 | 0.0246 |
| DD | 1.90 | 0.0287 |
| GS | 1.94 | 0.0282 |
| AI | 1.94 | 0.0246 |

理論 設計의 誘導한 式을 利用하여 實際의 製品의 值數을 求하여 7.5kW 의 小型農用디젤機關에 適合한 放熱器를 設計해보면 다음과 같다.

每時軸馬力當의 燃料消費率 $b = 280 \text{g}/\text{kW} - \text{hr}$ 이라 하고, 冷却水에 傳達되는 熱量은 燃料全發

熱量의 30%, 燃料의 低發熱量을 10,000Kcal/kg, $\Phi=34$, $\alpha=0.74$, $\beta=0.8$, $\theta_1=85^\circ\text{C}$, $T_1=30^\circ\text{C}$, $\Delta\theta=5^\circ\text{C}$ $V_1=40\text{km/hr}$, $K=396\text{ kcal/m}^2\text{-hr}^\circ\text{C}$ 라고 한다면, $q_c=840\text{Kcal/kW-h}$, 前面面積 $F(\text{m}^2)$ 는 0.02857 m^2 가 된다.

7.5kW出力으로 連續 使用한다면 現在의 放熱器 前面面積 0.0282 m^2 보다 1.3% 增加되어야 한다. 그러나 現在機關의 運轉出力이 12kW程度이므로 計算値에 比하여로 前面面積을 增加시키는 것이 必要하며, 放熱器의 容量 增加 改善이 要望된다. 그리고 $\Delta Q=5^\circ\text{C}$ 로 할 때 必要한 순환 냉각수량은 1200 ℓ/hr , 每時軸馬力當의 冷却水 循環 水量은 160 $\ell/\text{kW-hr}$ 로 現在에 循環量의 適正範圍는 130~200 $\ell/\text{kW-hr}$ 이므로 適正範圍內다.

4. 冷却水容量 變化 實驗

1) 實驗裝置 및 方法

가) 實驗裝置

(1) 供試機關

供試機關은 K社의 動力耕耘機 搭載用 6.0kW 디젤機關을 任意로 選定하여 使用하였다.

(2) 엔진 테스트 베드

出力, 토크 및 燃料消費率測定을 測定하기 위해서는 12kW容量의 엔진 테스트 베드를 使用하였다.

나) 實驗方法

本 實驗은 供試機 放熱器의 性能向上을 爲한 設計 改善에 必要한 基礎 資料를 얻기 위해 實驗을 實施하였다. 實驗에 使用한 供試機關은 K社의 動力耕耘機 搭載用 4-行程 水冷式 6kW 디젤機關中에서 任意로 選定하였으며, 現在 普及되고 있는 動力耕耘機 搭載用 機關中에서 多數를 차지하고 있는 機種으로 하여 實驗의 데이터는 3反覆 測定하여 平均値를 取하였다.

(1) 出力 測定

出力 試驗은 KS7361의 小型陸用 內燃機關의 性能測定 方法에 準하였으며 實驗前에는 30分以上을 準備運轉으로 冷却水, 潤滑油 等の 循環이

안정되었을 때 動力計의 負荷를 8段階로 變化시켜 가면서 定格, 過, 部分 負荷 順序에 依하여 出力測定을 하였다.

(2) 出力 修正

實驗室에서 測定한 軸出力은 大氣壓 776 mmHg, 溫度 20°C , 濕度 65%의 標準狀態로 修正한 값을 實出力으로 하였다.

(3) 回轉數 測定

回轉數는 가버너의 性能, 作動狀態, 振動 等에 따라 指示回轉計의 回轉數는 變化가 많으므로 機關의 回轉數는 指示回轉計로 調整後에 測定時間의 總回轉數를 測定하여 測定時間 환산하였다.

(4) 燃料消費率 測定

燃料消費率의 測定은 容積法에 의해서 뷰렛의 50CC[100CC]區間의 燃料를 消耗시키는데 消費되는 時間을 1/10초까지 타이머로 測定하여 計算하였고 單位는 g/kW-h 로 하였다.

2) 結果 및 考察

供試機는 定格回轉인 2200rpm에서 最大出力은 8.31kW였고 最少燃料消費率은 出力이 7.2kW 일때 297.8 g/kW-h 로 定格은 表示馬力보다 18.2% 높았다. 그리고 燃料消費率은 外國 類似機種의 實驗値와 結果를 比較하면 16.1~24 g/kW-h 程度가 높고, 冷却器 出口에서 冷却水溫度는 105°C 로 SAE基準인 88°C 보다 13°C 가 높은 것으로 나타났다.

가. 冷却水 容量別 性能 實驗

(1) 出力 및 토크

冷却水容量의 變化에 따른 出力 및 토크의 變化는 그림 3과 같다. 一般的으로 冷却水 容量의 增加됨에 따라 出力 및 토크는 增加되는 傾向을 보였으며 冷却水 容量이 增加됨에따라 出力은 2700CC에서 6.7kW, 3100CC에서 7.13kW로 6.4%가 增加되었으며, 토크는 28.85Nm에서 30.76 Nm로 6.39%가 增加되어 出力增加率 6.4%와 近似한 結果를 얻었다.

(2) 燃料消費率

冷却水 容量의 增加됨에 따라서 機關의 燃料 消費率은 一般의으로 減少되는 傾向이었다.

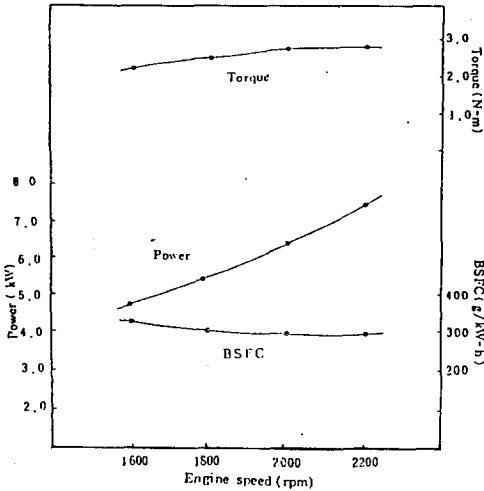


Fig. 3 Performance of tested engine

冷却水容量이 2700CC 일때 燃料消費率은 310.8g/kW-h였고 冷却水容量이 3100CC일때 304.2g/kW-h로 若干 減少되었다.

(3) 冷却水 및 潤滑油 溫度

供試 機關의 冷却水容量을 2700CC에서 3100 CC까지 4段階로 增加시키면서 負荷別로 全負荷 및 部分負荷別로 各各 30分씩 運轉하였을때 冷却水와 潤滑油의 溫度變化는 그림 4와 같다. 冷却水溫度는 冷却水容量이 2700CC일때 101°C에서 3100CC일때 88°C로 13°C가 減少되어 SAE規格의 基準溫度 範圍內였다.

潤滑油溫度는 冷却水增加 實驗結果 定格出力에서 30分間씩 作動시켰을때에 2700CC에서 76.7°C, 3100CC에서 70.4°C로 6.4°C減少되어 潤滑油의 溫度도 適合한 것으로 判斷 되었다.

3) 結論

動力耕耘機 搭載用 6kW 水冷式 디젤機關의 現冷却裝置는 그대로 利用하고 冷却水의 容量만 을 冷却시스템과 실린더블럭 사이에 冷却水を 增加시킬 수 있는 패킹을 設置하여 2700CC에서

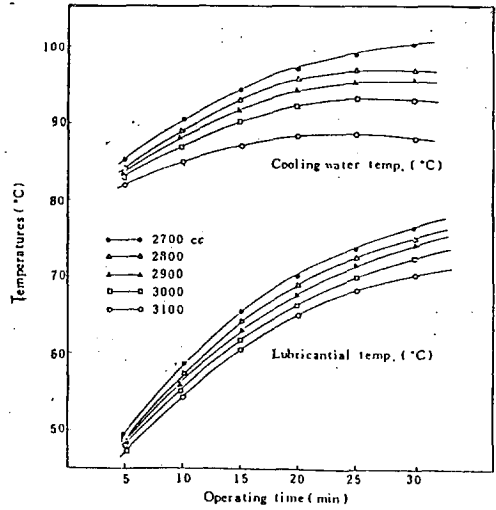


Fig. 4 Cooling water and lubricant oil temperatures with varying cooling water capacity and operating time at full load and 2200 rpm.

2800CC, 2900CC, 3000CC, 3100CC의 4水準으로 變化시켜 出力, 燃料消費率, 토크, 冷却水 溫度을 Engine test bed를 利用하여 測定한 結果는 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 供試機關의 出力은 韓國工業標準規格 範圍內에는 들었으나 定格馬力은 約 10% 程度 낮았다. 燃料消費率은 297.8g/kW-h로 若干 높았고, 冷却水溫度는 101°C로 SAE基準인 88°C보다는 13°C 程度가 높았다.
2. 冷却水容量을 2700CC에서 3100CC로 14.8% 增加시켰을때 出力은 6.7kW에서 7.13kW로 0.43kW의 6.3%가 增加, 토크는 冷却水容量의 增加에 따라 28.85Nm에서 30.71Nm로 增加하는 傾向을 보였다.
3. 冷却水容量을 增加시켰을때 燃料消費率은 310.85g/kW-h에서 304.14g/kW-h로 減少하였다.
4. 冷却水容量은 冷却水 溫度, 潤滑油溫度等 면에서 現在의 2700CC에서 3100CC로 增加시키는 것이 바람직 하다고 판단 된다.

5. 冷却水 循環量別 溫度變化

1) 研究背景 및 目的

內燃機關은 冷却方式에 따라 媒體로 空氣 및 冷却水를 使用하며 液體冷却의 경우에는 新水를 繼續供給하는 方式, 強制 循環方式, 蒸發方式 等으로 區分할 수 있다. 新水를 繼續 供給하는 경우에는 入出口의 溫度差를 40~60°C範圍로 하며 그때의 冷却水 循環量은 10~20ℓ/kW-h가 適合한 것으로 하고 있다.

強制 循環式의 경우에는 鐵道車輛, 一般 自動車 等의 機關에서 主로 使用하는데 循環 冷却水의 入出口溫度 差異를 7~10°C의 範圍에서 40~140ℓ/kW-h의 循環量이 適合한 것으로 하고 있다. 陸用 및 船舶用 機關의 경우에는 20~40°C의 入出口 溫度差異와 35~65ℓ/kW-h의 循環量이 適當하며 冷却水循環은 損失量을 고려하여 補充해야 한다.

機關의 作動初期에는 冷却水가 低溫으로 循環되어 機關의 作動을 阻害하고 燃料消費 및 潤滑을 圓滑하지 못하게 하므로 效率減少를 補充하기 위하여 冷却水의 溫度가 一定한 段階가 될때 까지 서모스타트에 의한 밸브開閉 裝置를 設置하여 80°C 以上에서 循環시키고 있다.

現在의 農用機關의 경우에 對流型態의 冷却시스템을 採擇하고 있으나 使用燃料 및 潤滑油 等이 自動車用에 同一하며 시스템製作時 素材의 使用도 一般化되어 設計데이터는 自動車의 設計基準을 그대로 活用하고 있다. 그러므로 現在에 農用機關에서 過熱의 傾向은 冷却水의 用量을 檢討함에 있어 Eichelbeg, Pflaum 等의 實驗式을 使用하여 計算한 結果 容量이 18%程度가 적은 것으로 計算되었다.

그리고 冷却器를 除去한 後에 冷却水를 循環시켜 適合한 循環量을 實驗한 結果로 20ℓ/min의 結論을 얻었고 理論的인 計算에서도 18%가 적은 것으로 計算 되었으므로 製作上 費用과 現在의 機關의 型態 等을 考慮하여 補助循環펌프의 設置를 爲한 冷却水의 適定循環量을 究明코져 한다.

2) 放熱器 設計

現在 農村에 普及하고 있는 7.5kW디젤機關의 部材를 利用하여 計算하면 다음과 같다.

(1) 全面面積 $F=0.0941m^2$, 그리고 現在에 使用하고 있는 放熱器원 1個의 全面積은 0.0086 m^2 이고 93~96個의 圓을 가지고 있으므로 全面面積은 0.0797 m^2 이 되며 計算值보다 0.0142 m^2 가 적으며 比率로는 18% 程度가 적은 值數이다.

(2) 所要 放熱量 및 冷却水 循環量

가) 所要 放熱量

實驗時에 機關燃料로 使用한 輕油의 低發熱量이 10,080Kcal/kg이므로 計算을 便利하게 하기 위하여 10,000Kcal/kg으로 하고, 冷却에 의해서 損失되는 에너지의 量을 30%로 假定하며 機關의 燃料消費率을 2809/kW-h로 하여 冷却損失되는 發熱量을 計算하면 Q는 6300Kcal/kW-h 이다.

나) 冷却水 循環量

SAE 規定에서 自動車 機關의 適定 冷却水循環量을 入出口溫度의 差異가 7~10°C일때 循環量을 40~140ℓ/kW-h로 하고 있으며 陸用, 船舶用의 경우에 20~40°C, 35~65ℓ/kW-h 範圍로 하고 있으므로 農用機關에 適用하면 冷却水의 循環量은 7.5kW機關의 경우 定格出力에서 5~17.5ℓ/kW-h이다. 그러므로 入出口溫度差異에 의해서 計算해보면 入出口 溫度差異를 5°C로 冷却水를 循環시킬 경우에는 20ℓ/min의 冷却水를 循環, 7.5°C差 循環은 13.3ℓ/min, 10°C差 循環은 10ℓ/min의 循環量을 必要로 한다. 그러나 冷却水 入出口溫度를 10ℓ差異로 循環시킬 경우 冷却水 溫度는 90°C다.

3) 實驗裝置 및 方法

가. 實驗裝置

本 實驗을 위하여 12kW의 엔진 테스트 베드를 使用하였다.

나. 實驗方法

(1) 循環量別 負荷實驗

循環量別 負荷實驗은 冷却水의 循環量을 一定하게 維持 시키면서 負荷를 變動시키면서 冷却水 入 出口 溫度差異 및 冷却水 溫度變化를 測定 하였다.

(2) 循環量 增加實驗

出力을 定格出力 및 過負荷時에 冷却水 循環量을 5~15ℓ/min로 增加시키면서 冷却水 入 出口 溫度의 變化 및 燃料消費率을 測定 하였다 .

4) 結果 및 考察

冷却水 循環量變化에 따른 冷却水 溫度의 變化를 負荷別로 나타내면 그림 5와 같다. 또한 出力 變化에 따른 燃料消費率과 冷却水 入 出口 溫度를 冷却水 循環量別로 나타낸 것은 그림 6과 같다.

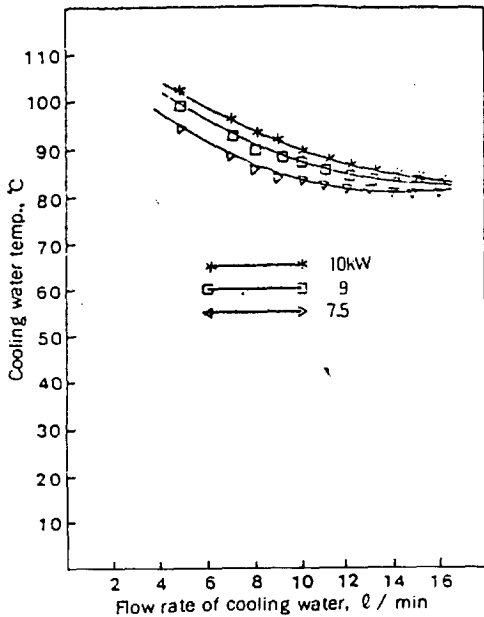


Fig. 5 Output temperature at different flow rate of cooling water.

그림에서 보는바와 같이 冷却水 循環量이 5ℓ /min일때는 入 出口 溫度差가 13℃였으며 最高溫度는 98℃로 冷却水 溫度가 높은 것으로 判斷 되었고 14ℓ/min 일때는 溫度差가 3℃였으며 83℃

로 약간 낮은 것으로 判斷 되었으며 適合한 循環量 溫度差가 10℃ 未滿이고 冷却水 溫度가 88 ± 5℃ 範圍에 드는 12ℓ/min가 適合한 것으로 思料된다.

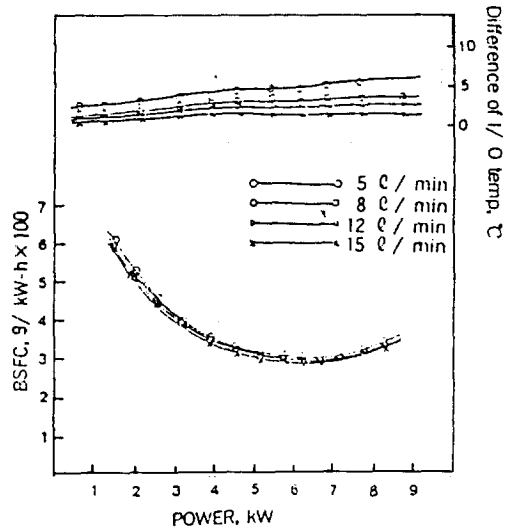


Fig. 6 BSFC and difference of I/O temperature according to the varing load and the different flow rate of cooling water.

4) 結論

農用原動機로 使用하고 있는 디젤機關에 冷却水 循環펌프를 附加하여 冷却水 循環量을 調節하면서 適定量을 究明하기 위한 實驗을 實施한 結果는 다음과 같다.

1. 動力耕耘機 搭載用 디젤機關의 冷却水容量은 定格出力内에서도 不足하였다.
2. 機關에 冷却水 循環펌프를 設置할 경우 12 ℓ/min로 循環시키는 것이 適合하였다.
3. 冷却水를 12ℓ/min로 循環시킬때 最高溫度는 91℃로 SAE標準 以内였다.

6. 冷却水の 性能實驗

1) 研究背景 및 目的

現在 普及하고있는 農用機關 및 動力耕耘機

搭載用 小型디젤機關의 冷却시스템은 多氣筒機關과 類似하나 自然對流形態인 放熱器에 冷却팬을 組合한 濕式組合形 冷却시스템을 採擇하고있으며 홀라이휠일에 풀리를 裝着하여 機關의 回轉數에 따라 放熱器에 空氣를 送風또는 排氣하여 冷却될 수 있도록 하고있다.

그러나 既存의 製作社들은 아직도 技術提携時에 日本設計圖面을 原圖로하여 見本製作을 實施하고있어 開發된 다른 部品과의 適合與否에 對하여 檢討되지 않고 있다. 그래서 冷却시스템을 檢討하기 爲해서는 既存에 使用하고있는 팬의 性能을 把握하여 適定與否를 判斷하여야 한다.

日本機械學會, 機械工學便覽, SAE標準 그리고 ASME의 Power test codes에 의하면 小型디젤機關의 自然對流에 의한 冷却시스템에서 適定空氣의 流速은 11.11-16.67m/s이며 範圍의 中間값인 13.56m/s를 設計資料로 使用하고있다. 그리고 이들 規定 및 設計參考資料에서 提示하고있는 一般設計은 機關의 使用目的, 規模, 出力, 送風量, 冷却水用量에 對한 細部事項은 設計者의 實驗에 의한 實驗値를 使用하도록 하고 있어 設計의 노하우로 認識되고있다. 그러므로 冷却팬의 性能을 測定하여 國內에 普及하고있는 小型디젤機關의 基礎資料로 活用하고자 한다.

2) 實驗裝置 및 方法

(1) 實驗裝置

本 實驗에 使用한 팬의 제원은 表 3과 같으며 使用한 計測機의 構成은 그림 7과 같다.

팬의 性能 測定을 爲해서 使用한 實驗 裝置는 그림 8과 같이 ASME의 Power test codes의 規定에 의하여 自體 製作하여 使用하였다. 그리고 組立部位는 볼트조임 後에 코킹處理하였으며 流速測定을 위한 마이크로마노메타 連結口의 直徑은 2mm로 하였고 Drain hole은 6.5mm로 하였으며 팬의 附着은 플라스틱판에 連結後 코킹하였다.

Table 3. Specification of cooling fan.

| Classes | KD120/140 | Remarks |
|--------------|-----------|----------------------|
| Fan D, mm | 165 | Rated power 2200 rpm |
| rpm | 7208 | |
| Pully D, mm | 49.0 | |
| F. pully, mm | 169 | |
| Depth, mm | 63.5 | |

Table 4. Specification of DC motor.

| Items | Specification |
|------------------|---------------|
| Type | TR |
| Amps, A | 11.0 |
| Duty | Cont |
| Field volts, V | 100 |
| Field amps, A | 0.96 |
| Winding | Shunt |
| Output | 1.5 kW |
| Max. rpm | 1850 |
| Resolutions(rpm) | 2 |

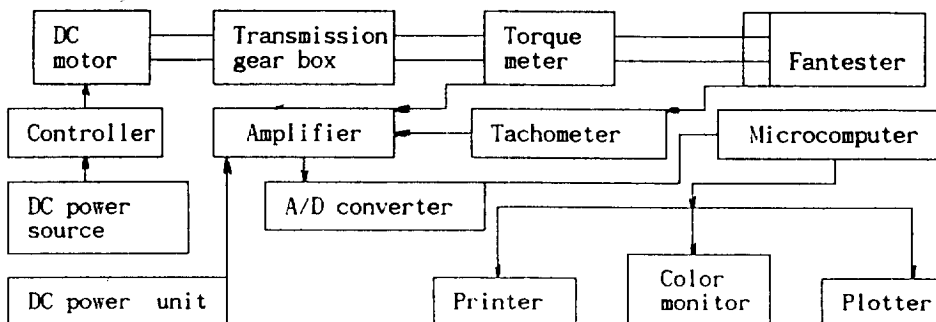


Fig. 7 Block diagram of the fan test for cooling system.

DC모타는 調節部에서 回轉方向과 速度를 선택 및 회전수나 토크를 뒤드백 제어를 할 수 있는 1.5kW容량의 DC모타를 사용하였다. 回轉數는 커플링으로 變速機 連結 部位와 토크메타 變屬 풀리사이클을 連結하여 500-8000rpm 範圍로 調整할 수 있도록 하였으며, 이때 使用한 DC모타의 제원은 表 4와 같으며, 所要 動力測定을 위하여 토크메타를 使用 하였으며 그 제원은 表 5와 같다.

Table 5. Specification of torque meter.

| Items | Specifications |
|--|----------------|
| Capacity | 5 kg · m |
| Output voltage sensitivity | 1 mV/V |
| Non-linearity | 1% FS |
| Recommended bridge voltage | 4V AC or DC |
| Input/Output resistance | 120Ω |
| Temperature effects on zero | 0.03% FS/°C |
| Max. operating temp. | 60°C |
| Allowable load | 120% FS |
| Error due to brush contact resistance change | 0.5% FS |

(2) 實驗 方法

本 實驗은 機關의 冷却환의 性能을 測定하기 爲하여 測定裝置를 製作品을 使用하였다. 供試 冷却환은 任意로 3個를 選定하여 3反覆 實驗을 實施하여 平均을 데이타로 取하였다.

환의 回轉數調整은 모타에 變速裝置를 附着 하였고 마이크로컴퓨터를 利用하는 데이타 處理 시스템으로 토크, 환 回轉數 및 室内 溫度測定하여 送風量 및 토크 등을 測定하였다. 그리고 送風量測定은 마이크로마노메타를 使用하였으며, 實驗用 供試機는 動力耕耘機 搭載用 機關에 冷却환을 任意로 3개를 供試하여 환의 性能을 測定하였다.

3) 結果 및 考察

實驗에 使用된 환은 K社 製品으로 動力耕耘機 탑재용 6.0kW, 7.5kW機關에 같이 使用하고있는 冷却환을 任意로 選定하였으며 實驗結果는 그림 9에서 보는것과 같이 6kW用 冷却환의 最大送風量은 12.86m³/min 였다.

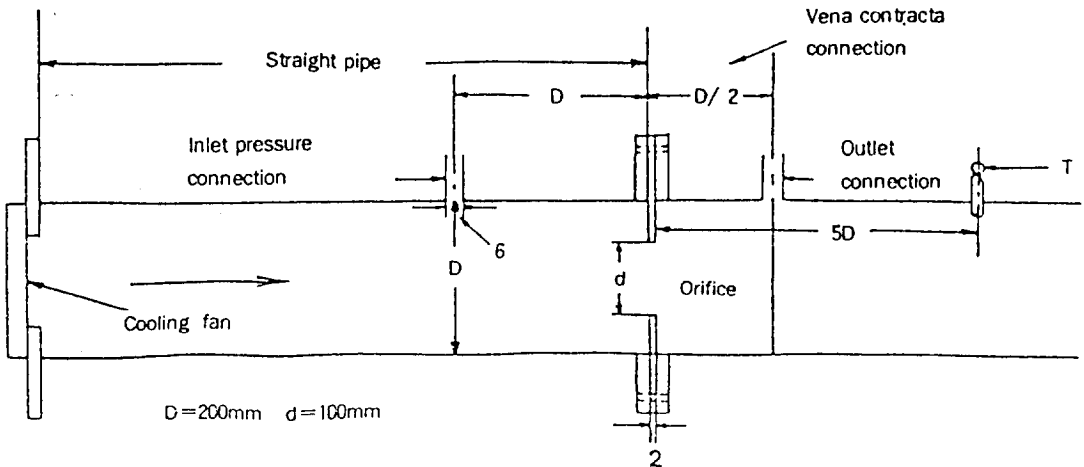


Fig. 8 Concentric, thin-plate, square-edged orifice, fabricated for the study.

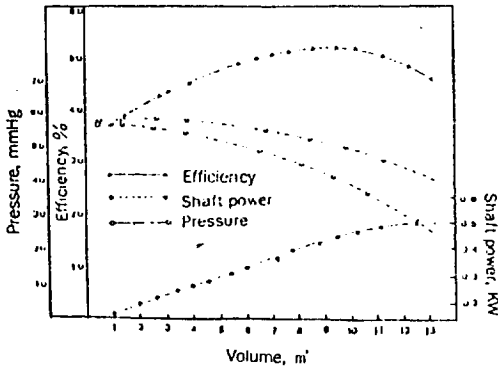


Fig. 9 performance curves of tested cooling fan.

그때에 壓力은 $P_v = 5.83 \text{ mmHg}$ 이고 P_s 는 29.83 mmHg 로 全壓은 35.66 mmHg 이다. 그러나 一般의 機關의 設計에는 靜壓만을 考慮하므로 29.83 mmHg (約 30 mmHg)를 使用하면 되겠다.

팬의 所要動力은 7200 rpm 에서 0.504 kW 였으며 그때에 效率은 49.9% 로 一般의 冷却팬의 性能이 $45 \sim 55\%$ 이므로 性能은 良好한 것으로 볼수있다.

4) 結論

一般의 國內의 小型디젤機關은 높은 出力 運轉時 過熱되기 때문에 冷却시스템을 改善이 重要하며 開發을 하기 위해서는 基礎的인 데이터가 必要하다. 그러나 아직까지도 外國과 技術 製携한 圖面으로 製作을 하고 있어 現在 使用하고 있는 製品의 性能을 測定하였다. 그 實驗 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 7.5 kW 小型디젤機關 冷却用팬의 效率은 49.9% 로 比較의 良好하였다.
2. 機關이 常用回轉일때 팬의 所要動力은 最大 0.5 kW 이었다.
3. 機關이 常用回轉일때 팬의 送風量은 $12.86 \text{ m}^3/\text{min}$ 였다.
4. 機關이 常用回轉일 팬의 送風靜壓은 29.83 mmHg 였다.

7. 綜合 結論

1. 現在 國內에서 普及하고 있는 10 kW 農用디젤 機關의 放熱器의 前面 面積은 0.0286 m^2 로 定格馬力에서 使用한다면 計算으로는 1.3% 差異가 있으나 最大出力은 12 kW 程度이므로 計算值에 比하여 增加시키야 된다.
2. 現 國內 普及機種인 7.5 kW 의 供試機는 定格表示馬力이 實驗 結果보다 約 10% 程度 낮게 表記되어 있으며 燃料消費率은 297.89 g/kW-h 로 若干 높은 水準이었으며 冷却水 溫度는 101°C 로 SAE基準인 88°C 보다는 13°C 程度가 높았다.
3. 供試機關의 摩擦損失은 定格 常用回轉인 2200 rpm 에서 3.7 kW 이었으며 既報告된 外國의 測定值보다 若干 높은 範圍이었다.
4. 冷却水 用量을 2700 CC 에서 3100 CC 로 14.8% 增加시켰을때 出力은 6.3% , 토크는 6.4% , 燃料消費率은 6.69 g/kW-h 가 減少하였으며, 30 分間 全負荷 運轉時 冷却水의 溫度는 13°C 가 減少하였다.
5. 供試機關 定格回轉數에서 冷却팬의 效率은 49.9% , 所要動力은 最大 0.5 kW , 送風量은 $12.9 \text{ m}^3/\text{min}$, 送風靜壓은 29.83 mmHg 였다.
6. 理論分析에서 每時軸馬力當의 冷却水 循環量의 範圍는 $100 \sim 150 \text{ l/kW-hr}$ 이었고, 冷却水 循環量은 既存의 冷却器 및 冷却팬을 使用할 경우 循環펌프를 設置하여 12 l/min 로 循環시키는 것이 適合하였으며 그때의 冷却水의 最高溫度는 91°C 로 SAE標準인 $88^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$ 以內였다.

參考文獻

1. Abu-Romia, M. M. 1967. Appropriate mean absorption coefficients for infrared radiation of gases. ASME Trans.
2. ASTM standards, 1988. Engine coolant test STP705. ASME.
3. ASTM standards, 1990. Test methods for

- rating motor, diesel, and aviation fuels.
ASTM
4. Annand, W.J. 1963. Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engine. Proc. I. Mech. E. Vol 177 : 973.
 5. Bayazitoglu, O. and M. Necati. 1988. Element of heat transfer. McGraw-hill(Mechanical engineering series) : 327~368.
 6. Baranski, B. R. 1974. Designing the engine cooling fan. SAE 740691.
 7. Challen, B. J. 1987. Some diesel engine sensors. SAE technical paper No. 871628.
 8. Chapman, K. S., J. H. Johnson and E. Chiang. 1988. The use of the vehicle engine cooling system simulation as a cooling system diesel tool SAE 880600.
 9. Cho, N. H. 1986. A study on the performance of small diesel engine with rice bran oil as, fuel alternative.
 10. Costelli, A., P. Gabriele and D. Giordanengo. 1979. Experimental analysis of engine cooling systems. SAE 796557.
 11. Erik, O., F. Jones and L. H. Holbrook. 1984. Machinery's handbook 22nd dition. 223 235.
 12. Flatyer, J. J. 1982. Dynamometer and measurement of power. John willey and sons new cone.
 13. Helmut A. Roth, Richard T. Thomson and Hillary A. K. 1979. Development of a plastic engine cooling fan. Chrysler corporation. 18 (G) : 1~5.
 14. Hendrick, J. G., C. E. Johnson, R. L. Schaffer and L. D. Tarrell. 1981 A microprocessor based field data acquisition system. ASAE NO. 811577.
 15. 日本機械學會, 1989, 機械工學便覽(應用編). B7 : 40~191.
 16. JSME, 1988. 轉熱工學資料. : 256.
 17. Kamel, M. and N. Watson. 1979. Heat transfer in the indirect injection diesel engine. SAE790826.
 18. Siling, K. and G. Woschni. 1979. Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of a high speed diesel engine SAE790833.
 19. Sobocinski, R. T. Orzenchowski and K. Owsiak. 1982. A computational model for an engine cooling radiator. Technical University KIELCE Poland, XA-01329.
 20. Woschni, G. 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer. SAE670931.