

發明專利說明書

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※申請案號：P4117188

※申請日期：P4-5-26

※IPC 分類：F01k 23/02

一、發明名稱：(中文/英文)

1402N 1/00

高效率熱循環系統及發電方法

HIGH-EFFICIENCY HEAT CYCLE SYSTEM AND POWER GENERATING METHOD

二、申請人：(共 1 人)

姓名或名稱：(中文/英文)

正田登/MASADA, NOBORU

代表人：(中文/英文)

住居所或營業所地址：(中文/英文)

日本國千葉縣習志野市谷津町 1-4-1 柯斯摩津田沼阿貝恩 402

Cosmos Tsudanuma Urbane 402, 1-4-1, Yatsumachi, Narashino-shi,
Chiba, Japan

國 籍：(中文/英文) 日本國 / JAPAN

三、發明人：(共 1 人)

姓 名：(中文/英文)

正田登/MASADA, NOBORU

國 籍：(中文/英文)

日本國 / JAPAN

四、聲明事項：

☐ 主張專利法第二十二條第二項 ☐ 第一款或 ☐ 第二款規定之事實，其事實發生日期為： 年 月 日。

☒ 申請前已向下列國家（地區）申請專利：

【格式請依：受理國家（地區）、申請日、申請案號 順序註記】

☒ 有主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

1. 日本國 2004 年 6 月 1 日 PCT/JP2004/007516（主張優先權）

☐ 無主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

☐ 主張專利法第二十九條第一項國內優先權：

【格式請依：申請日、申請案號 順序註記】

☐ 主張專利法第三十條生物材料：

☐ 須寄存生物材料者：

國內生物材料 【格式請依：寄存機構、日期、號碼 順序註記】

國外生物材料 【格式請依：寄存國家、機構、日期、號碼 順序註記】

☐ 不須寄存生物材料者：

所屬技術領域中具有通常知識者易於獲得時，不須寄存。

九、發明說明：

【發明所屬之技術領域】

本發明係關於包含壓縮機(compressor)、膨脹器(expander)及熱交換器之熱循環系統及發電廠(electric power plant)，及使用此系統及發電廠來發電的方法。更詳而言之，係關於藉由結合熱機(heat engine)及冷凍機(refrigerator)和用以將(熱交換)渦輪機(turbine)出口蒸汽之廢熱轉移到渦輪機入口側的工作流體(working fluid)，以改善熱循環系統之熱效率之技術。

【先前技術】

有許多的發明使用廢熱來改善包含渦輪機之熱循環系統的效率。例如，JP-A-54-27640(日本專利申請案早期公開)揭露一種回收高溫排氣氣體熱能之發電系統。該發電系統具有安裝在高溫排氣流路上游側的廢熱鍋爐(waste heat boiler)及其下游側之流體預熱器(fluid preheater)。廢熱鍋爐所產生之蒸汽係用以驅動渦輪機。低沸點之特殊流體經由流體預熱器而預熱，且進一步經由利用渦輪機排氣的流體蒸發器(fluid evaporator)來加熱到蒸發。該經蒸發的特殊流體係驅動特殊流體渦輪機。渦輪機的輸出與特殊流體渦輪機的輸出被結合在一起來驅動發電機而產生電力。在從特殊流體渦輪機排放之後，低沸點特殊流體在熱交換器內冷凝為液體。該經冷凝的液體在被再循環到流體預熱器之前，先經由泵浦加壓及經由熱交換器預熱。JP-A-61-229905 或 GB 2 174 148 A 揭露一種

使用包含使用兩種不能相容的 (immiscible) 流體之第一循環及使用冷凍劑流體之第二循環的雙循環之機械發電製程。JP-A-2-40007 揭露一種結合逆郎肯循環 (reverse Rankine cycle) 及郎肯循環的電力系統。

假定當工作物質執行一個循環，亦即經歷連續的改變且接著回復到先前狀態，它在溫度 T_h 的高熱源接收到熱量 Q_h ，且在溫度 T_b 的低熱源損失熱量 Q_b 來對外部做功 L (假設以熱量的觀點來表示這個值)，則具有下列的關係式：

$$Q_h = Q_b + L \quad \dots (\text{方程式 1})$$

在熱機 (heat engine) 中，功 L 被給予到外部。在冷凍機或熱泵 (heat pump) 中，功 L 是從外部給予到工作流體。在熱機的情形下，最好從高熱源接收的熱量 Q_h 應為最小化，且被給予到外部的功 L 應為最大化。所以，與熱效率有關之方程式如下：

$$\eta = L / Q_h \quad \dots (\text{方程式 2})$$

上面的方程式中， L 可被重寫如下：

$$\eta = (Q_h - Q_b) / Q_h \quad \dots (\text{方程式 3})$$

執行可逆卡諾循環 (reversible Carnot cycle) 之熱機熱的效率 η 可使用熱力溫度 T_h 及 T_b 表示如下：

$$\eta = (T_h - T_b) / T_h = 1 - (T_b / T_h) \quad \dots (\text{方程式 4})$$

通常，從低溫物體轉移熱到高溫物體的裝置稱為冷凍機。冷凍機通常是用以冷卻物體的裝置。同時，從低溫物體轉移熱到高溫物體來加熱高溫物體的裝置被稱為熱泵。熱泵這名稱被視為冷凍機之使用法改變時的別名。例如，

熱泵被使用來進行用以加熱及冷卻之空調機(air conditioner)的加熱操作。從低溫物體所吸收之熱量 Q_b 、給予至高溫物體之熱量 Q_h 及自外部操作熱泵所做的功 L (以熱量觀點所表示的值)三者間的關係表示如下：

$$Q_h = Q_b + L \quad \dots (\text{方程式 5})$$

它可被說為：在做相同功之情形下，當給予較大的熱量 Q_h 時，有較高之熱泵的成本效率(cost efficiency)。所以，下面的方程式被視為熱泵的性能係數(coefficient of performance)：

$$\varepsilon = Q_h / L \quad \dots (\text{方程式 6})$$

由上文的方程式 5 可知， L 是：

$$L = Q_h - Q_b \quad \dots (\text{方程式 7})$$

因此，性能係數 ε 可表示如下：

$$\varepsilon = Q_h / (Q_h - Q_b) \quad \dots (\text{方程式 8})$$

假定低熱源的絕對溫度是 $T_b^0\text{K}$ ，而高熱源的絕對溫度是 $T_h^0\text{K}$ ，執行可逆卡諾循環之熱泵在兩熱源之間熱泵操作之顯示有最大的性能係數。熱泵的性能係數 ε 為：

$$\varepsilon = T_b / (T_h - T_b) \quad \dots (\text{方程式 9})$$

可逆卡諾循環由兩個等溫變化(isothermal change)及兩個絕熱變化(adiabatic change)所組成，且在所有操作在相同之高及低熱源間的循環中，顯示有最大的熱效率。

第 1 圖是一配置圖，顯示傳統冷凍機 J 的組成元件。經由壓縮機 C 提升壓力之冷凍劑(refrigerant)氣體 Fg 在熱交換器(冷凝器(condenser))7 內將熱 Q_h 給予流體 Z，因

而被冷凝。此後，冷凍劑通過膨脹閥(expansion valve)V而膨脹。所以，冷凍劑之溫度下降，同時，在熱交換器 8 內從流體 Z_2 吸收熱 Q_b 來冷卻流體 Z_2 。此後，冷凍劑回到壓縮機 C，接著被再循環。讓我們討論如第 1 圖顯示之配置且適於使用氨水(ammonia)做為冷凍劑的冷凍機之熱計算。基於簡化的目的，讓我們假設這裡無機械損失。冷凍劑的溫度在壓縮機 C 的出口是 110°C (T_3)，在冷凝器 7 出口是 38°C (T_2)，而在蒸發器 V 出口是 -10°C (T)。因此，在可逆卡諾循環之冷凍機之性能係數(理論最大的性能係數) ε 是：

$$\varepsilon = T_1 / (T_2 - T)$$

$$= [273.15 + (-10)] / [38 - (-10)] \doteq 5.4 \quad \dots (\text{方程式 } 10)$$

在第 1 圖所顯示之冷凍機中，若假設壓縮機 C 的輸入 L (功)為 1，因為冷凍機的性能係數是 +1，所以熱泵的性能係數 ε_h 是：

$$\varepsilon_h = 5.4 + 1 = 6.4 \quad \dots (\text{方程式 } 11)$$

第 2 圖是一配置圖，顯示包含渦輪機(即包含郎肯循環的熱循環(Rankine cycle)系統)之熱機 A 的基本組成元件。在鍋爐 B 產生之高溫及高壓蒸汽 F_g 被供應到渦輪機 S 來旋轉它，因此產生電力(功) W 。蒸汽在與渦輪機之排氣開口相接的冷凝器 Y 內被冷卻而形成冷凝物 E_e 。冷凝物 E_e 經由泵浦 P 提升壓力，接著供應到鍋爐 B。在第 2 圖所顯示之熱循環系統中，當來自冷凝器 Y 的廢熱 Q_2 完全未利用時，由渦輪機 S 所產生的功 W (以熱量觀點所表示的值)沒

有損失且為：

$$W=Q-Q_2 \dots(\text{方程式 } 12)$$

渦輪機 S 的熱效率 η_s 為：

$$\eta_s=(Q-Q_2)/Q \dots(\text{方程式 } 13)$$

在方程式 12 及 13 中， Q 是工作流體在渦輪機入口側所保持的熱量，而 Q_2 是工作流體在渦輪機出口側輸出的熱量，相等於冷凝器 Y 所排出之廢熱量。

在第 2 圖所顯示之熱循環系統的熱效率 η_o ，即，渦輪機 S 所產生的功 W 與在熱循環系統中輸入到工作流體之熱量 Q (被保持的熱量) 的比值 η_o ，係表示為：

$$\eta_o=W/Q \dots(\text{方程式 } 14)$$

假如方程式 14 的 W 由方程式 12 的 $W=Q-Q_2$ 所取代時，則：

$$\eta_o=(Q-Q_2)/Q \dots(\text{方程式 } 16)$$

結果於前面所提及的 η_s 相同。因此，有下面的關係式：

$$\eta_o=\eta_s \dots(\text{方程式 } 17)$$

在第 2 圖之熱循環系統中，若來自冷凝器 Y 之廢熱 Q_2 的一部分或全部 Q_3 係經由給水預熱器 Y_2 (feedwater preheater) 而轉移到鍋爐入口的冷凝物，即

$$0 \leq Q_3 \leq Q_2 \dots(\text{方程式 } 18)$$

而同時，輸入到鍋爐的熱量係減少相同於從冷凝器 Y 轉移來之熱量，於是鍋爐輸入熱量為 $Q-Q_3$ 。在渦輪機 S 入口由蒸汽 F_g 所保持的熱量係為：

$$\text{鍋爐輸入熱量}(Q-Q_3)$$

+由 Y_2 所轉移的熱量 $Q_3=Q$... (方程式 19)

在渦輪機 S 出口由蒸汽 F_g 所保持的熱量可視為 Q_2 。

因此，由渦輪機 S 所產生的功率 W (以熱量觀點所表示的值) 是：

$$W=Q-Q_2 \text{ ... (方程式 20)}$$

因此，渦輪機 S 的熱效率 η_s 為：

$$\eta_s=(Q-Q_2)/Q \text{ ... (方程式 21)}$$

因此，渦輪機 S 的熱效率 η_s 係相同於來自冷凝器 Y

●之廢熱 Q_2 沒有被利用的情況。

【發明內容】

本發明的一目的是提升包含壓縮機、膨脹器及熱交換器之熱循環系統和使用該系統之發電廠的熱效率。本發明的一目的是提供熱循環系統，其中，渦輪機出口蒸汽的廢熱是被轉移(熱交換)到渦輪機入口側的工作流體，因此即使當渦輪機本身的熱效率很小時，同樣能夠使熱循環系統的熱效率增加。本發明的另一目的是增加包含渦輪機

●(steam turbine)之熱循環系統及結合渦輪機與冷凍機而組成之熱循環系統的熱效率。更具體而言，本發明的一目的是經由轉移(熱交換)渦輪機出口蒸汽的廢熱到渦輪機入口側之工作流體來增加熱循環系統的熱效率。本發明的另一目的是經由使用熱泵 (heat pump) 來轉移廢熱或本質熱到工作流體以增加熱循環系統的熱效率。本發明的又一目的是最小化從冷凍機之冷凝器散失至外部的熱量，及取出受控制的熱量作為機械的或電的功率，而沒有影響到熱交

在第 2 圖的熱循環系統中，若來自冷凝器 Y 之廢熱 Q_2 完全未被利用 (即 $Q_3=0$)，則上面的方程式 23 變成如下：

$$\eta = (Q - Q_2) / Q \dots (\text{方程式 24})$$

在 $0 \leq Q_3 \leq Q_2 \dots (\text{方程式 18})$ 的情況下，可得到：

$$\eta = (Q - Q_2) / (Q - Q_3) \dots (\text{方程式 25})$$

在方程式 25 的情況下，由於其分母較方程式 24 的分母小 Q_3 ，而因此 η 的值相應地較大於方程式 24。

若將來自冷凝器之整個廢熱 Q_2 轉移到泵浦 P 之上游或下游側的冷凝物，可得到：

$$Q_2 = Q_3 \dots (\text{方程式 26})$$

因此，熱循環系統的熱效率 η 為：

$$\eta = 1 \dots (\text{方程式 27})$$

在第 2 圖的熱循環系統中，在 $0 \leq Q_3 \leq Q_2 \dots (\text{方程式 18})$ 之情況下的熱效率 η 是如上面所描述的，係給定為：

$$\eta = (Q - Q_2) / (Q - Q_3) \dots (\text{方程式 28})$$

若方程式 28 的分母及分子分別除以 Q ，則可得到：

$$\eta = [(Q - Q_2) / Q] / [(Q - Q_3) / Q] \dots (\text{方程式 29})$$

方程式 29 可被修改如下：

$$\eta = [(Q - Q_2) / Q] / [1 - (Q_3 / Q)] \dots (\text{方程式 30})$$

若將 $\eta_s = (Q - Q_2) / Q \dots (\text{方程式 21})$ 代入方程式 30，則可得到：

$$\eta = \eta_s / [1 - (Q_3 / Q)] \dots (\text{方程式 32})$$

在本發明中，即使只有低利用價值的熱 (如廢熱) 藉由使用熱泵而帶入熱循環系統，且功率輸出是經由熱循環系

統之渦輪機而取出。根據本發明之熱循環系統係使用熱交換從高效率之渦輪機取出功率。當來自冷凝器 Y 之整個廢熱 Q_2 被利用時，根據方程式 27，熱循環系統的熱效率是 $\eta = 1$ 。

由前述方程式 32 可知，熱循環系統的熱效率 η 係由渦輪機 S 的熱效率 η_s 及自冷凝器 Y 之廢熱轉移到泵浦 P 之上游或下游側之冷凝物的熱量 Q_3 來決定。當 Q_3 增加到接近 Q 時，方程式 30 的分母 (即 $(1 - Q_3/Q)$) 減少。因此， η 增加。

除在冷凍循環外，在熱循環是困難於增加熱交換率 Q_3/Q 。其理由是不可能增加高熱源及低熱源間之熱轉移 (熱交換) 的溫度差。再者，方程式 27 除在冷凍循環外，不可能在熱循環中實現。

根據本發明之第一特徵的熱循環系統包含壓縮機、第一渦輪機、熱交換器及第一泵浦。在熱循環系統中，在壓縮機 (C) 內被壓縮之工作氣體 (冷凍劑氣體) 係驅動第一渦輪機 (S) 以傳遞功 (W)。之後，工作氣體經由傳送通過第一熱交換器 (7) 之散熱側而冷卻，接著，經由泵浦 (P) 提升壓力以形成高壓工作液體。高壓工作液體係驅動反動水輪機 (reaction water turbine) (K) 以傳送功 (W_2)。同時，工作液體膨脹，且一部分蒸發。其餘之液體係傳送通過第一熱交換器 (7) 之吸熱側且通過第二熱交換器 (8)，因此被加熱到蒸發。之後，工作氣體在略為過熱狀態下 (第 3 圖) 被引入壓縮機 (C)。功 (W) 及功 (W_2) 係經由第一發電機 (G) 及第二發電機 (G_2) 而轉換為電力。一部分的電力係被消耗在壓縮

機驅動馬達(M)及泵浦驅動馬達(M₂),而其餘的電力係經由輸出終端 (output terminal) (11)而供應到外部。

較佳地,從反動水輪機(K)傳送的功(W₂)及經由第一泵浦(P)所消耗的功率(L₂)約略是互相抵消的。此外,壓縮機驅動馬達(M)、第一渦輪發電機(turbogenerator)(G)、第一泵浦驅動馬達(M₂)及水輪機驅動發電機(water turbine-driven generator) (G₂)係電性互相連接(第 3 及第 5 圖)。第二熱交換器(8)可為在郎肯循環中轉移渦輪機排氣蒸汽的廢熱到工作氣體的冷凝器(第 6 圖)。第二熱交換器(8)可為將來自燃料電池(fuel cell)之廢熱轉移到工作氣體的熱交換器(第 14 圖)。

在根據本發明之第一特徵的熱循環系統中,反動水輪機(K)可僅為膨脹閥(V)(第 4 圖)。在此情形下,經由第一泵浦(P)提升壓力之高壓工作液體係透過該膨脹閥(V)而膨脹。因此,一部分的工作液體係蒸發而形成工作氣體。其餘的液體係傳送通過第一熱交換器(7)及通過第二熱交換器(8),因此被加熱而蒸發。之後,工作氣體在些微過熱狀態下被引入壓縮機(C)(第 4 圖)。第 3 及 4 圖所顯示之系統的熱循環係本發明之基本循環。在第 4 圖所顯示之熱循環是第 3 圖所顯示之熱循環的簡化版本。

在根據本發明之第一特徵的熱循環系統中,熱循環系統的熱效率 η 為:

$$\begin{aligned}\eta &= (Q - Q_2) / (Q - Q_3) \dots (\text{方程式 } 28) \\ &= \eta_s / (1 - Q_3 / Q) \dots (\text{方程式 } 32)\end{aligned}$$

$$Q_3 = (1 \text{ 到 } 0.1) Q_2$$

其中：

η_s 是渦輪機的熱效率；

Q 是傳送到渦輪機入口側之工作流體的輸入熱量；

Q_2 是從渦輪機出口側之工作流體輸出的熱量；而

Q_3 是從渦輪機出口側之工作流體轉移(熱交換)到渦輪機入口側之工作流體的熱量。

當 Q_3 增加時，則方程式 28 或 32 的分母減少，而熱循環系統的熱效率 η 增加。

根據本發明之第二特徵的熱循環系統包含壓縮機、第一渦輪機、熱交換器及第一泵浦。在熱循環系統中，在壓縮機(C)內被壓縮之工作氣體(冷凍劑氣體)係驅動第一渦輪機(S)以傳遞功(W)。之後，工作氣體係經由傳送通過第一熱交換器(7)之散熱側而冷卻，接著，經由泵浦(P)提升壓力以形成高壓工作液體(冷凍劑液體)。高壓工作液體係驅動反動水輪機(K)以傳遞功(W₂)。同時，工作液體膨脹且透過蒸發器(R)而蒸發以形成工作氣體。工作氣體被引入壓縮機(C)(第 7 圖)。

根據第一個參考文獻(第 8 圖)之熱循環系統係包含鍋爐、渦輪機、熱交換器及泵浦。在熱循環系統中，鍋爐(B)所產生的蒸汽係驅動渦輪機(S₂)以遞送功(W₃)。之後，該蒸汽係經由傳送通過冷凝器(Y)之散熱側而冷卻，接著，經由泵浦(P₂)提升壓力以形成高壓工作液體。高壓工作液體在回到鍋爐(B)之前，係經由傳送通過冷凝器(Y)之熱接收

側而加熱。較佳地，經由傳送通過冷凝器(Y)之散熱側而冷卻之蒸汽，在被吸入泵浦(P₂)之前，更進一步經由外部冷卻流體(U)來冷卻。藉由如此做法，熱輸出(Q₄)可被供應到外部。在熱循環系統中，同樣適用下列方程式：

$$\eta = \eta_s / (1 - Q_3/Q) \dots (\text{方程式 } 32)$$

根據第二參考文獻(第9圖)之熱循環系統係由結合包含鍋爐、第二渦輪機、冷凝器及第二泵浦之熱機和包含壓縮機、熱交換器及膨脹閥之冷凍機所組成。在熱循環系統中，由鍋爐(B)所產生之蒸汽(Eg)係驅動第二渦輪機(S₂)。之後，該蒸汽在冷凝器(Y)內冷卻，且經由第二泵浦(P₂)提升壓力以形成高壓冷凝物，接著，被再循環到鍋爐(B)。壓縮機(C)所壓縮之冷凍劑氣體(Fg)係在熱交換器(7)之散熱側冷卻且液化而形成冷凍劑液體(Fe)。該冷凍劑液體(Fe)係通過膨脹閥(V)而膨脹以形成冷凍劑氣體(Fg)，接著被引入冷凝器(Y)，在這裡，該冷凍劑氣體(Fg)冷卻從第二渦輪機所排出的蒸汽(Eg)。同時，該冷凍劑氣體(Fg)本身被加熱且接著回到壓縮機(C)。較佳地，將該高壓冷凝物再循環到鍋爐(B)之前，經由傳送通過熱交換器(7)之熱接收側而加熱。該熱交換器(7)之熱接收側係供應熱輸出(U₂)到外部。

根據本發明之第五個特徵，在熱循環系統之冷凍機係由結合熱機與包含第一渦輪機(S)、第一泵浦(P)及反動水輪機(K)之冷凍機所組成。在壓縮機(C)內被壓縮之冷凍劑氣體係驅動第一渦輪機(S)以傳送功(W)。之後，冷凍劑氣

體係經由傳送通過熱交換器(7)之散熱側而冷卻，並接著由第一泵浦(P)提升壓力以形成高壓冷凍劑液體。該高壓冷凍劑液體係驅動反動水輪機(K)以傳送功(W_2)。同時，該冷凍劑液體膨脹且蒸發以形成冷凍劑氣體。該冷凍劑氣體係經由傳送通過熱交換器(7)之吸熱側及通過冷凝器(Y)而加熱。之後，冷凍劑氣體被引入壓縮機(C)。在被再循環回到鍋爐(B)(第 10 圖)之前，該高壓冷凝物在冷凝器(Y)內加熱。

● 根據本發明之第六個特徵之熱循環系統係由結合熱機和包含壓縮機、第一渦輪機、熱交換器、第一泵浦及反動水輪機(K)之冷凍機所組成。在熱循環系統中，壓縮機(C)所壓縮之冷凍劑氣體(F_g)係驅動第一渦輪機(S)以傳送功(W)。之後，冷凍劑氣體在熱交換器(7)之散熱側冷卻，且接著藉由第二泵浦(P)提升壓力以形成高壓冷凍劑液體(F_e)。該高壓冷凍劑液體係驅動反動水輪機(K)以傳送功(W_2)。同時，該冷凍劑液體膨脹且蒸發以形成冷凍劑氣體(F_g)。該冷凍劑氣體被引入熱交換器(8)，在其中，它被來自熱機(D)之廢熱所加熱，接著，回到壓縮機(C)。較佳地，該壓縮機(C)係經由熱機(D)之輸出(W_3)或燃料電池(第 12 及 13 圖)來驅動。

根據本發明結合由郎肯循環及具有渦輪機之冷凍機所組成之熱循環系統(第 6 及第 9 圖)並不需當單獨操作郎肯循環而未與冷凍機結合時，絕對必要的以水來冷卻。裝設不需冷卻水之郎肯循環的能力係容許熱能發電廠(thermal

electric power plant)之設定位置的條件變得極其容易且增加設置熱能發電廠在生產燃料或生質燃料(biomass fuel)之適當地方的可能性。尤其，在使用煤炭作為燃料之發電廠的情形中，藉由在靠近煤炭生產區發電及傳輸到消耗電力的地方，可增加改善經濟效益之可能性。

如第 3 圖之熱循環系統所顯示，本發明具有從冷凍機內冷凝熱回收功率及最小化釋出到系統外部之熱的能力。因此，本發明具有緩和近幾年在大城市使環境惡化之「熱島(heat island)」現象的有益效果。

【實施方式】

第 3 圖是根據本發明之第一實施例的熱循環系統及發電廠之配置圖。在該熱循環系統的配置中，渦輪機 S 與其他物係嵌入於包含壓縮機 C 及冷凝器之冷凍機之內。壓縮機 C 所壓縮之工作流體(冷凍劑氣體)係驅動渦輪機 S 來傳送功 W。此後，該工作流體在熱交換器 7(在散熱側)被冷卻及液化。連接到熱交換器 7 出口之泵浦係吸取工作液體及降低渦輪機 S 的背壓，因此增加渦輪機輸出 W 及提升工作液體的壓力。壓力提升之工作液體係驅動反動水輪機(reaction water turbine)K 來傳送功 W_2 。同時，工作液體通過作為膨脹閥操作之反動水輪機 K 的噴嘴而膨脹。因此，工作液體係蒸發而形成工作氣體(冷凍劑氣體)。該工作氣體在熱交換器 7(在吸熱側)內被加熱且在被引入壓縮機 C 內之前，更進一步被熱交換器 8 加熱。

在第 3 圖之熱循環系統中，熱交換器 7 釋出來自渦輪

機 S 之排氣熱來加熱反動水輪機 K 出口的工作氣體。在熱交換器 7 中，來自渦輪機 S 之排氣被冷卻及冷凝為液體。在第 3 圖之熱交換器 7 藉由冷卻渦輪機 S 之排氣來增加渦輪機 S 入口之工作流體和其出口之工作流體之間的溫度差異，從而增加渦輪機輸出。來自渦輪機排氣之廢熱 Q 被轉移(熱交換)到反動水輪機 K 下游側之工作流體。因為工作流體之壓力經由增加熱交換器 7 之冷卻能力而被過度地降低，所以將工作流體之壓力藉由泵浦 P 予以提升。被提升壓力之工作液體係被供應到反動水輪機 K，於此恢復了工作流體之勢能(potential energy)。在這裡假設勢能是相對較小於全部的能量，且由泵浦 P 所消耗的功和反動水輪機 K 之輸出可互相抵消。

在第 3 圖之熱循環系統中， Q_3 是在熱交換器 7 所轉移的熱量，而 Q_4 是在熱交換器 8 內從外部吸收的熱量。熱循環系統之輸出(渦輪機 S 之輸出)係為：

$$(L+Q_4) \dots (\text{方程式 33})$$

熱量 Q_3 是從渦輪機 S 出口側之工作流體轉移到壓縮機 C 入口側之工作流體來實現熱交換的熱量。將功 W 轉換為電力的第一發電機 G 是透過導線 12 電性地連接到輸出終端 11。

第 4 圖為根據本發明之第一實施例的修改而顯示熱循環系統之示意圖，其中膨脹閥 V 係用來代替反動水輪機 K。第 4 圖亦顯示在熱循環系統之溫度與壓力的範例。渦輪機 S 之排氣藉由在冷凝器(熱交換器)7 內之 -10°C (T_2) 的冷凍

劑蒸汽來冷卻到 0°C (T_4)。之後，冷凍劑之壓力藉由泵浦 P 從 $4.39\text{kgf/cm}^2\text{abs}$ 提升到 $15.04\text{kgf/cm}^2\text{abs}$ ，而因此被液化。 T_4 是在第 4 圖冷凝器 7 出口之冷凍劑的溫度。藉由泵浦 P 提升壓力之冷凍劑通過膨脹閥 V 而膨脹且蒸發，而在熱交換器 7 內接收熱 Q 以達到 -10°C (T_2)。渦輪機入口溫度係為 110°C ，而冷凝器冷凍劑溫度是 0°C (T_4)。因此，卡諾循環之渦輪機效率 η_s 為：

$$\eta_s = (T_3 - T_4) / T_3$$

$$= (110 - 0) / (273.15 + 110) \doteq 0.28 \dots (\text{方程式 } 34)$$

第 5 圖為根據本發明之第一實施例而顯示熱循環系統之熱量範例的示意圖。當壓縮機 C 之輸入 L 以一個單位數 ($L=1$) 施加於系統時，第 5 圖同時說明渦輪機的輸出 W 和在熱交換器 7 之出口的熱交換量 Q_3 及從外部被引入熱交換器 8 之熱量 Q_4 。熱泵 (heat pump) 之性能係數 ε_h 是冷凍機性能係數加 1，即，

$$\varepsilon_h = 5.4 + 1 = 6.4 \dots (\text{方程式 } 35)$$

渦輪機 S 之輸出 W 係為：

$$W = \varepsilon_h \times \eta_s = 6.4 \times 0.28 \doteq 1.7 \dots (\text{方程式 } 36)$$

在熱交換器 7 出口的熱交換量 Q_3 為：

$$Q_3 = 6.4 - 1.7 = 4.7 \dots (\text{方程式 } 37)$$

從熱交換器 8 之外部所吸收的熱量 Q_4 為：

$$Q_4 = \text{冷凍劑性能係數} - Q_3 \dots (\text{方程式 } 38)$$

因此，熱量 Q_4 為：

$$Q_4 = 5.4 - 4.7 = 0.7 \dots (\text{方程式 } 39)$$

第 6 圖為根據本發明之第二實施例顯示熱循環系統及發電廠之熱量範例的示意圖。在第 6 圖所顯示的熱循環系統除了根據第二實施例之熱循環系統使用即肯循環 A 之廢熱，即，來自渦輪機 S_2 之冷凝器 Y 的廢熱做為系統熱源之外，是相似於根據本發明第一實施例(第 3 圖)之熱循環系統的配置。在第 6 圖所顯示之熱循環系統中，從鍋爐 B 給予蒸汽的熱量是 $10,000\text{kW}$ ，而渦輪機 S_2 的輸出 W_3 是 $3,000\text{kW}$ (熱效率： 0.3)。來自渦輪機 S_2 的廢熱(冷凝器廢熱)是 $7,000\text{kW}$ 。在冷凝器 Y 內從蒸汽 Eg 轉移到冷凝劑 Fg 的熱量是 $7,000\text{kW}$ 。

進入第 6 圖所顯示之每一元件以及由該每一元件排出的熱量可藉由比例計算來獲得，其中，從第 5 圖熱循環系統之冷凝器 Y 的外部所吸收之熱量(即 0.7)是被假設為 $7,000\text{kW}$ ，亦即，在第 5 圖之一個單位是被假設為 $10,000\text{kW}$ 。壓縮機 C 的輸入 L 是 $L=10,000\text{kW}$ ，而渦輪機 S 的功 W 是 $W=17,000\text{kW}$ 。在熱交換器 7 之熱交換量 Q_3 是 $Q_3=47,000\text{kW}$ 。由泵浦 P 所消耗的功率 L_2 是 45kW ，而由反動水輪機 K 所產生的功率 W_2 是 45kW 。 45kW 係相對較小於輸入 $10,000\text{kW}$ ，因此可被忽略。

第 7 圖是根據本發明第三實施例之熱循環系統及發電廠的配置圖。在第 7 圖所顯示的熱循環系統除了根據第三實施例之熱循環系統有一熱交換器(冷凝器)7 之吸熱側為外部熱輸出(外部冷卻源)Z 且在渦輪機 S 之排氣與壓縮機 C 入口間無熱交換的結構之外，其餘是相似於根據本發明第

一實施例(第 3 圖)之熱循環系統的配置。第 7 圖的熱循環系統具有安裝在冷凍機之冷凝器 7 上游側的渦輪機 S 以獲得輸出(功率或功)W。在第 7 圖的熱循環系統中，卡諾循環之渦輪機 S 的熱效率 η_s 是：

$$\eta_s = (110 - 38) / (273.15 + 110) \doteq 0.18 \dots (\text{方程式 } 40)$$

在可逆卡諾循環之冷凍機性能係數 ε 是：

$$\varepsilon = [273.15 + (-10)] / [38 - (-10)] \doteq 5.4 \dots (\text{方程式 } 41)$$

渦輪機 S 之輸出(功率或功)W 是：

$$W = (\varepsilon + 1) \times \eta_s \doteq 1.1 \dots (\text{方程式 } 42)$$

假設泵浦 P 之泵送功率(pumping power) L_2 與壓縮機之功率 L 的比值是 0.4%，則泵浦 P 之泵送功率 L_2 是：

$$L_2 = 0.004 \dots (\text{方程式 } 43)$$

從渦輪機 S 所獲得的功 W 是：

$$W \doteq 1.1 \dots (\text{方程式 } 44)$$

因為從渦輪機 S 所獲得之功 W 是遠大於泵浦 P 之泵送功率 L_2 ，所以相較於熱僅僅從熱交換器 7 消散的系統結構，從渦輪機 S 取得功率的優點較佳。

第 8 圖是根據第一參考文獻之熱循環系統的配置圖。在第 8 圖所顯示之熱循環系統具有包含鍋爐 B、渦輪機 S_2 及冷凝器 Y 的熱機 A。在冷凝器 Y 中，廢熱是被轉移到鍋爐入口之給水。亦即，熱交換係實現於熱循環系統中。第 8 圖之熱循環系統復具有從冷凝器 Y 供應熱輸出 U 到外部的配置。

第 9 圖是根據第二參考文獻之熱循環系統的配置圖。

在第 9 圖所顯示之熱循環系統具有結合熱機 A 之熱泵(冷凍機 J)以實現在熱機 A 內增加熱交換。在第 9 圖之熱循環系統中，鍋爐 B 所產生之蒸汽 Eg 係驅動渦輪機 S₂。之後，蒸汽 Eg 在冷凝器 Y 內冷卻，且藉由泵浦 P₂ 提升壓力以形成冷凝物 Ee。將冷凝物 Ee 再循環到鍋爐 B 之前，將其在冷凍機 J 之熱交換器 7(在吸熱側)內加熱到某一溫度(例如 80°C)。在壓縮機 C 內被壓縮之冷凍劑蒸汽 Fg 是在熱交換器 7(在散熱側)被冷卻及液化以形成冷凍劑液體 Fe。同

時，冷凍劑產生舉例來說溫度為 80°C 之熱輸出(熱水供應)，且在熱機 A 加熱冷凝物 Ee 到 80°C。冷凍劑液體 Fe 通過膨脹閥 V 被膨脹來形成舉例來說溫度為 4°C 之冷凍劑蒸汽 Fg，接著被引入熱交換器 Y 來冷卻蒸汽 Eg。所以，增加熱交換被實現在熱機內之排氣蒸汽 Eg 和冷凝物 Ee 之間。

在第 9 圖之熱循環系統中，在熱泵是靜止狀態下(即熱交換是直接被實現在熱機內之排氣蒸汽 Eg 和冷凝物 Ee 之間)下所實現的一個熱機操作範例係顯示如下。蒸汽溫度(渦輪機入口)是 400°C，而冷凝物溫度(渦輪機出口)是 60°C。卡諾循環的熱效率 η 是：

$$\eta = (400 - 60) / (400 + 273.15) \doteq 0.505 \dots (\text{方程式 } 45)$$

在另一方面，當熱泵 J 是如第 9 圖所顯示而在蒸汽溫度設定為 400°C 時進行操作，冷凝物溫度(渦輪機出口)是 10°C。卡諾循環的熱效率 η 是：

$$\eta \doteq 0.579 \dots (\text{方程式 } 46)$$

這顯示操作在第 9 圖之熱循環系統內的熱泵造成溫度

差異從 340°C 增加到 390°C，且能夠使渦輪機主要單元的熱效率增加：

$$0.579 - 0.505 = 0.074 \quad \dots (\text{方程式 47})$$

接著，讓我們討論第 9 圖之熱循環系統的熱交換。當熱泵 J 處於靜止且無熱交換可利用時，冷凝物溫度(渦輪機出口)及給水溫度(鍋爐入口)兩者皆為 10°C。為了使冷凝物及給水轉換為 400°C 的蒸汽，需要 90 單位的熱量來使給水從 10°C 加熱到 100°C，且需要 539 單位的熱量來使 100°C 之冷凝物轉換為 100°C 的蒸汽。另外，假設蒸汽比熱為 0.5，則需要 150 單位的熱量來使蒸汽從 100°C 加熱到 400°C。所以，全部需要 779 單位的熱量。

在熱泵被操作來實現熱交換的情況下，冷凝物溫度(渦輪機出口)是 10°C，而在鍋爐入口之給水溫度是 70°C。因此，當無熱交換被實現時，與鍋爐入口給水溫度(即 10°C)比較，係能夠節省用於提升 60°C 的給水溫度(即 60 單位的熱量)所需之熱量。這可被表示如下：

$$60/779 = 0.077 \quad \dots (\text{方程式 48})$$

因此，藉由熱交換來減少輸入的熱量以改善熱循環系統的熱效率係顯示如下：

由上所述的方程式 32 可知，

$$\eta = \eta_s / (1 - Q_3/Q) \quad \dots (\text{方程式 32}), \text{ 即}$$

$$\eta / \eta_s = 1 / (1 - Q_3/Q) \quad \dots (\text{方程式 49})$$

第 9 圖所顯示之熱循環系統的熱效率是：

$$1 \div (1 - 0.077) = 1.08 \quad \dots (\text{方程式 50})$$

因此，熱效率被改善約 8%。

接著，讓我們討論第 9 圖之熱循環系統由於熱交換所增加的熱降(heat drop)。當熱泵是靜止且無熱交換可利用時，渦輪機之熱效率 η_s 是：

$$\eta_s = (400 - 10) / (400 + 273.15) = 0.579 \dots (\text{方程式 51})$$

以前面說明之熱效率增加率乘以熱效率 η_s (即 0.579)，可發現熱循環系統之熱效率是 0.625。

在本發明所使用之基本循環(第 3 圖)中，即使由泵浦所消耗的功率與從反動水輪機所產生的功互相抵消或些微為正數時，可藉由在郎肯循環實現熱交換來改善熱效率。熱效率之改善可不需增加鍋爐容量(capacity)來獲得。例如：如前面所說的，將傳統系統內的 400°C 之蒸汽溫度、60°C 的冷凝物溫度(渦輪機出口)及 60°C 的鍋爐入口給水溫度改變為 400°C 之蒸汽溫度、10°C 的冷凝物溫度(渦輪機出口)及 70°C 的鍋爐入口給水溫度。因此，鍋爐入口給水溫度僅改變 10°C。所以，沒有增加鍋爐容量之需要。

第 10 圖是根據本發明第六實施例之熱循環系統及發電廠的配置圖。在第 10 圖所顯示的熱循環系統由結合本身執行熱交換之熱機 A 及包含渦輪機之熱泵(冷凍機 J)所組成，其中，熱機 A 之渦輪機排氣是經由冷凍機 J 之冷凍輸出來冷卻。在第 10 圖所顯示之熱循環系統的熱機 A，從鍋爐 B 所產生之蒸汽 Eg 驅動渦輪機 S₂。之後，蒸汽 Eg 在冷凝器 Y 被冷卻且由泵浦 P₂ 提升壓力來形成冷凝物 Ee。將冷凝物 Ee 再循環回到鍋爐 B 之前，經由渦輪機排氣蒸汽來加

熱。在第 10 圖所顯示之熱循環系統的冷凍機 J 中，經由壓縮機 C 提升壓力之冷凍劑氣體 Fg 係驅動渦輪機 S。之後，冷凍劑氣體 Fg 在熱交換器 7(在散熱側)內被冷卻及藉由泵浦 P 壓縮並因此提升壓力以形成冷凍劑液體 Fe。

由泵浦 P 排出之高壓冷凍劑液體 Fe 係驅動反動水輪機 K 來傳送功 W_2 。同時，冷凍劑液體 Fe 通過作為膨脹閥 V 之反動水輪機 K 的噴嘴而膨脹及蒸發以形成冷凍劑氣體 Fg。將冷凍劑氣體 Fg 在熱交換器 7(在吸熱側)內加熱，且在引入壓縮機 C 之前，更進一步在冷凝器 Y 內加熱。第 11 圖是根據本發明第六實施例之修改的熱循環系統及發電廠之配置圖。在第 11 圖所顯示之熱循環系統中，渦輪機 S_2 是機械地連接到壓縮機 C 以便來驅動它，因此消除用以驅動壓縮機 C 之馬達需求。熱循環系統之其餘的配置係相同於第 10 圖所顯示之熱循環系統。因此，這裡將重複的說明省略。在第 10 圖的裝置中，功 W 、 W_2 及 W_3 是經由第一、第二及第三發電機 G、 G_2 及 G_3 來轉換為電力。部分的電力被消耗在壓縮機驅動馬達 M 及泵浦驅動馬達 M_2 等等，而其餘的電力是透過輸出端端 11 供應到外部。

第 12 圖是根據本發明之第七實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。第 12 圖所顯示的熱循環系統係由結合使用奧托循環(Otto cycle)、狄賽爾循環(Diesel cycle)、沙巴斯循環(Sabathe cycle)或史特靈循環(Stirling cycle)之熱機 D 及包含渦輪機之冷凍機(熱泵)所組成。在第 12 圖所顯示之熱循環系統中，連接到渦輪機之發電機 G、壓

縮機馬達 M 及由熱機所驅動之發電機 G_3 係電性地互相連接。在第 12 圖所顯示之熱循環系統中，經由壓縮機 C 提升壓力之冷凍劑氣體係驅動渦輪機 S 。之後，冷凍劑氣體在熱交換器 7(在散熱側)內冷卻及藉由泵浦 P 壓縮並因此提升壓力以形成冷凍劑液體 Fe 。

由泵浦 P 排出之高壓冷凍劑液體 Fe 係驅動反動水輪機 K 來傳送功 W_2 。同時，冷凍劑液體 Fe 通過作為膨脹閥 V 操作之反動水輪機 K 的噴嘴而膨脹及蒸發以形成冷凍劑氣體 Fg 。將冷凍劑氣體在熱交換器 7(在吸熱側)內加熱，且在引入壓縮機 C 之前，更進一步在熱交換器 8 內藉由來自熱機之廢熱(冷卻熱及排氣氣體熱)來加熱。來自熱機之廢熱被轉移到在熱交換器 8 內之冷凍劑氣體 Fg 。反動水輪機 K 可僅作為膨脹閥。

第 13 圖是根據本發明之第八實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。如同在第 12 圖之熱循環系統的情況，第 13 圖所顯示的熱循環系統由結合使用奧托循環、狄賽爾循環、沙巴斯循環或史特靈循環之熱機 D 及包含渦輪機之冷凍機(熱泵)所組成。在第 13 圖之熱循環系統中，壓縮機 C 是由熱機的輸出所驅動。其餘之熱循環系統的配置係相同於第 12 圖所顯示之熱循環系統。在第 12 及 13 圖中，熱機 D 使用奧托循環(Otto cycle)、狄賽爾循環(Diesel cycle)、沙巴斯循環(Sabathe cycle)或史特靈循環(Stirling cycle)之任一個。

第 14 圖是根據本發明之第九實施例的熱循環系統及

發電廠的配置圖。第 14 圖所顯示的熱循環系統由結合燃料電池(fuel cell)N 及包含渦輪機之冷凍機(熱泵)所組成。在第 14 圖的熱循環系統中，由壓縮機 C 提升壓力之冷凍劑氣體 Fg 係驅動渦輪機 S。之後，冷凍劑氣體 Fg 在熱交換器 7(在散熱側)內冷卻，且藉由泵浦 P 壓縮並因此提升壓力以形成冷凍劑液體 Fe。由泵浦 P 排出之高壓冷凍劑液體 Fe 係通過膨脹閥 V 而膨脹及蒸發以形成冷凍劑氣體 Fg。冷凍劑氣體在熱交換器 7(在吸熱側)內加熱，且在被引入壓縮機 C 之前，更進一步在熱交換器 8 內藉由來自燃料電池 N 之廢熱來加熱。來自燃料電池 N 之廢熱在熱交換器 8 內被轉移到冷凍劑氣體 Fg。在第 14 圖的熱循環系統中，連接到渦輪機 S 之發電機 G、壓縮機馬達 M 及燃料電池之輸出係電性地互相連接。

【圖式簡單說明】

第 1 圖是顯示傳統冷凍機之組成元件的配置圖。

第 2 圖是顯示包含渦輪機(即執行郎肯循環之熱循環系統)之傳統熱機的基本組成元件之配置圖。

第 3 圖是根據本發明之第一實施例的熱循環系統及發電廠之配置圖。

第 4 圖為根據本發明之第一實施例的修改而顯示熱循環系統及發電廠之溫度與壓力的範例之示意圖。

第 5 圖為根據本發明之第一實施例而顯示熱循環系統及發電廠之熱量的範例之示意圖。

第 6 圖為根據本發明之第二實施例而顯示熱循環系統

及發電廠之熱量的範例之示意圖。

第 7 圖是根據本發明之第三實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。

第 8 圖是根據第一參考文獻之熱循環系統的配置圖。

第 9 圖是根據第二參考文獻之熱循環系統及發電廠的配置圖。

第 10 圖是根據本發明之第六實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。

第 11 圖是根據本發明第六實施例之修改的熱循環系統及發電廠之配置圖。

第 12 圖是根據本發明之第七實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。

第 13 圖是根據本發明之第八實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。

第 14 圖是根據本發明之第九實施例的熱循環系統及發電廠的配置圖。

【主要元件符號說明】

7、8	熱交換器	11	輸出終端
12	導線	A、D	熱機
B	鍋爐	C	壓縮機
ε	性能係數	η	熱循環系統的熱效率
η_s	單獨使用時的渦輪機熱效率		
Eg	蒸汽	Ee	水(給水或冷凝物)
Fg	冷凍劑氣體	Fe	冷凍劑液體

G、G₂ 發電機

J 冷凍機

K 水輪機

L、L₂ 功(輸入)

N 燃料電池

M、M₂ 馬達

P 泵浦

Q、Q₂、Q₃、Q₄ 熱量

S、S₂ 渦輪機

V 膨脹閥

W、W₂、W₃ 功(輸出)

● Y 冷凝器

Y₂ 給水預熱器

T、T₂、T₃ 溫度

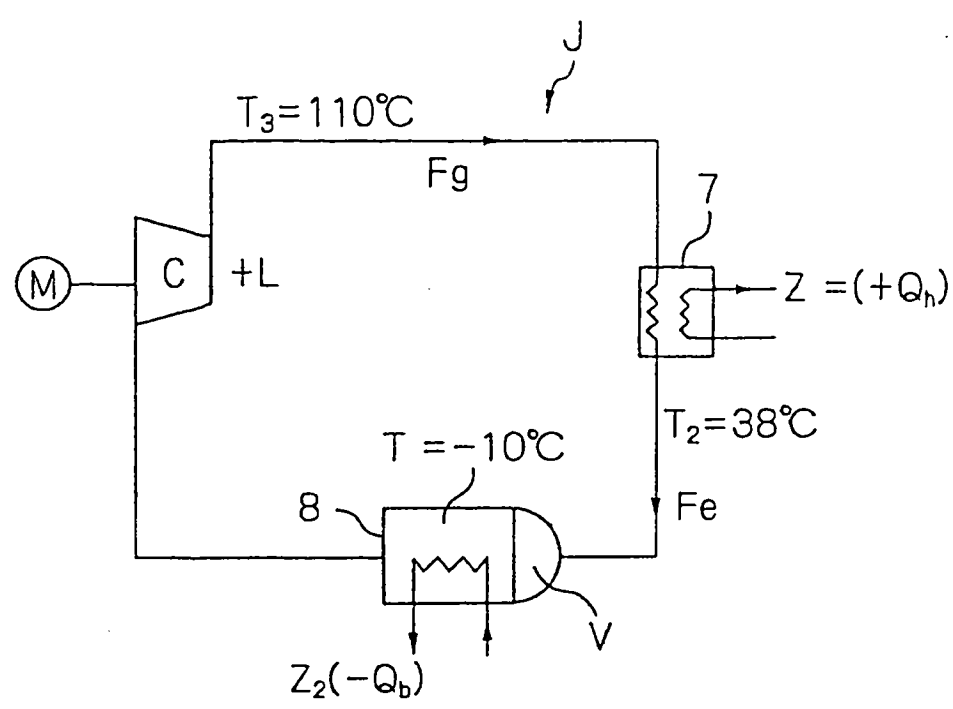
Z₂ 外部熱輸出

五、中文發明摘要：

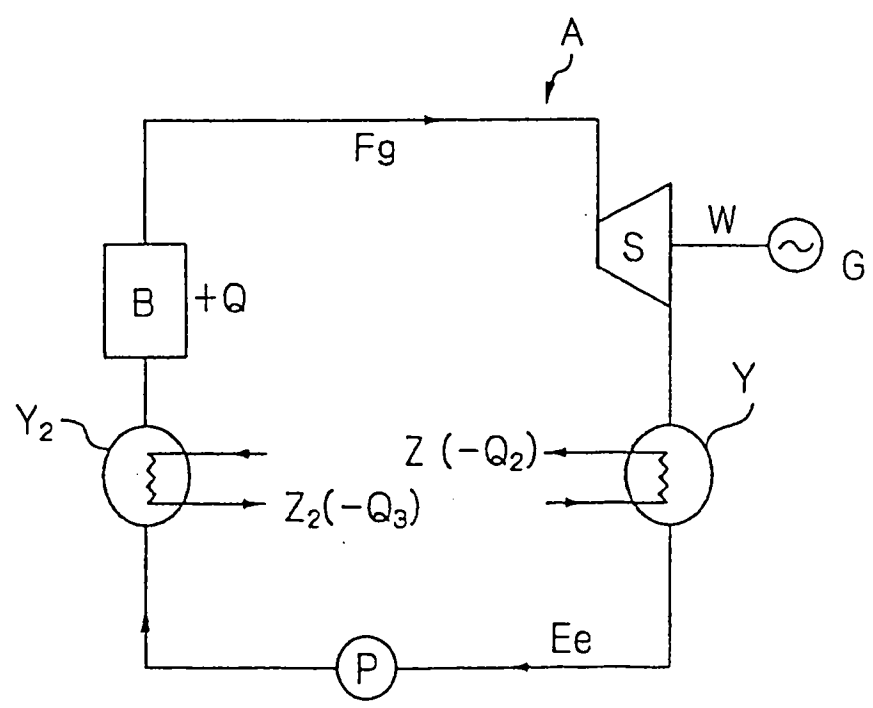
一種高效率熱循環系統及發電方法。壓縮機(C)所壓縮之工作氣體係驅動第一渦輪機(S)以傳送功(W)，而之後經由傳送通過第一熱交換器(7)之散熱側而冷卻，接著，經由第一泵浦(P)提升壓力以形成高壓工作液體。該高壓工作液體在膨脹器(K)內膨脹且蒸發以形成工作氣體。該工作氣體在被引入壓縮機(C)(第3圖)之前，經由傳送通過第二熱交換器(8)而加熱。

六、英文發明摘要：

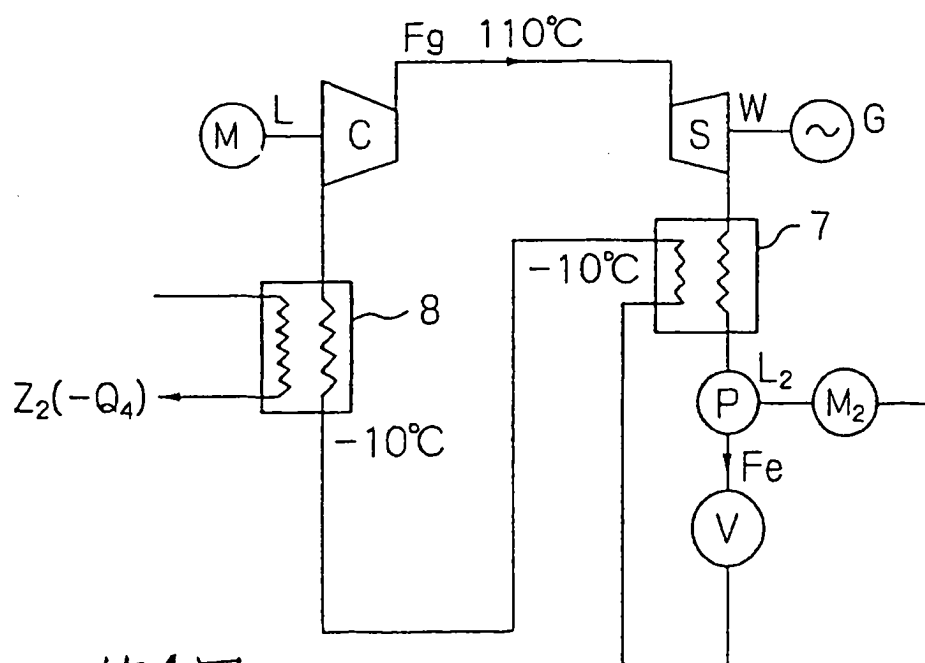
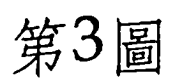
A high-efficiency heat cycle system and electric power generating method. A working gas compressed in the compressor (C) drives a first turbine (S) to deliver work (W) and is thereafter cooled by passing through a heat dissipating side of a first heat exchanger (7) and then raised in pressure by a first pump (P) to form high-pressure working liquid, said high-pressure working liquid is expanded and evaporated in a expander (K) to form working gas, said working gas is heated by passing through the second heat exchanger (8) before being introduced into the compressor (C). (Fig. 3)



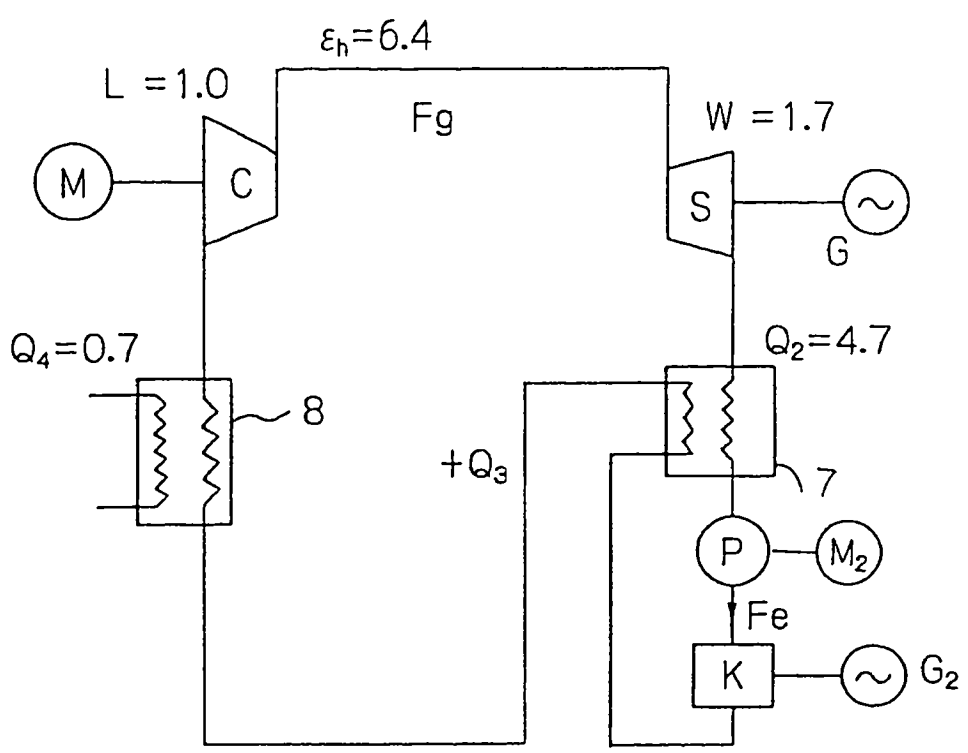
第1圖



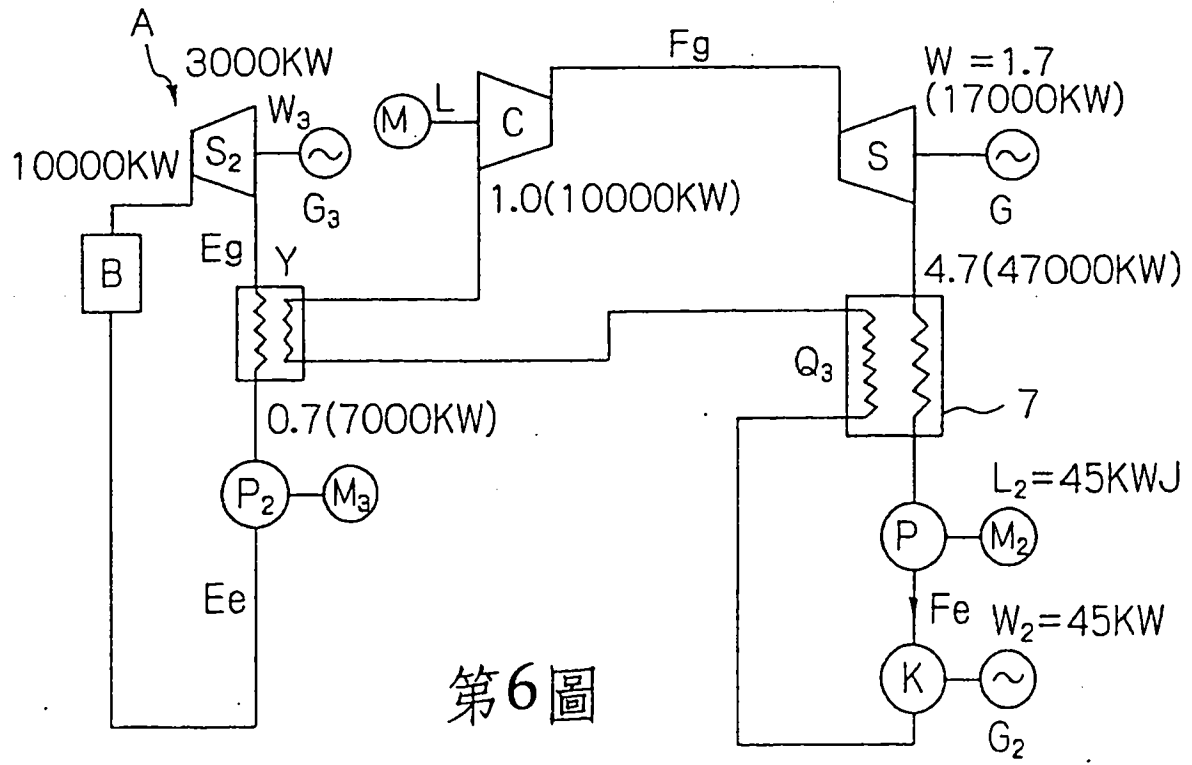
第2圖



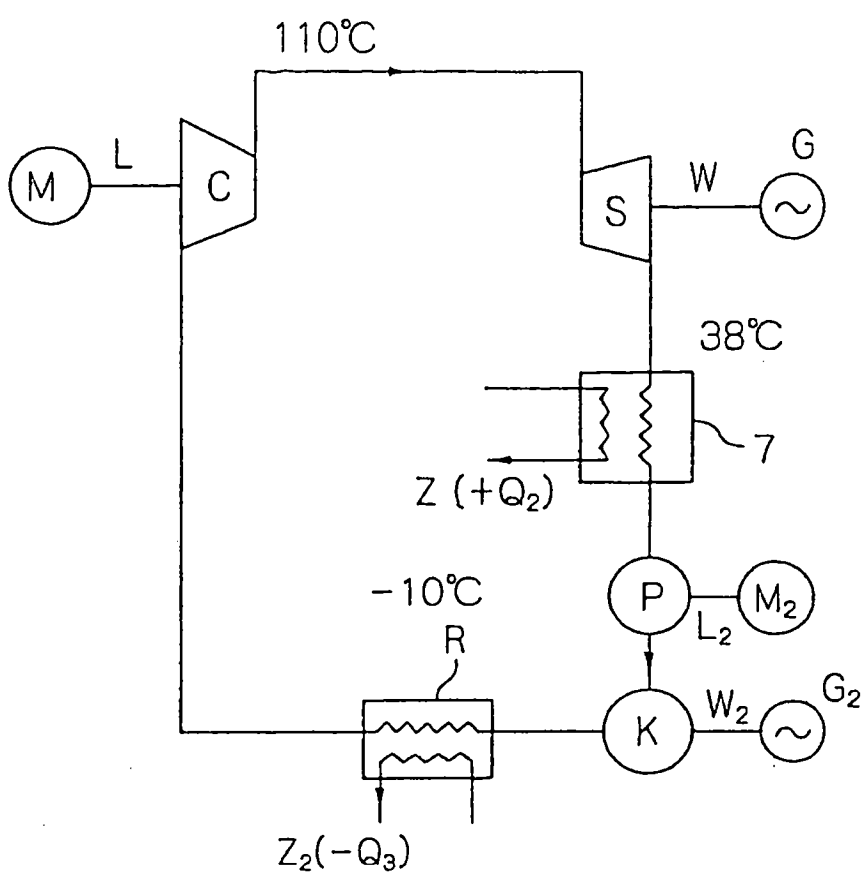
第4圖



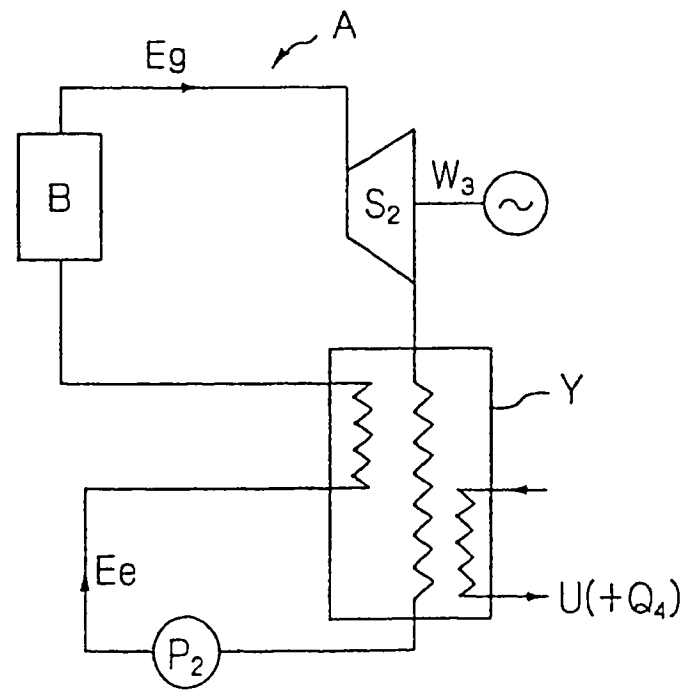
第5圖



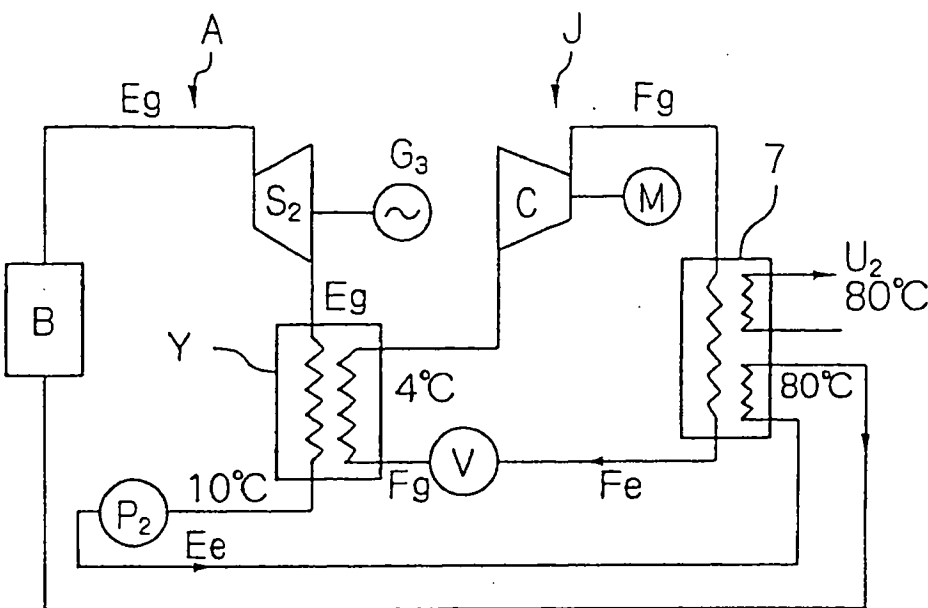
第6圖



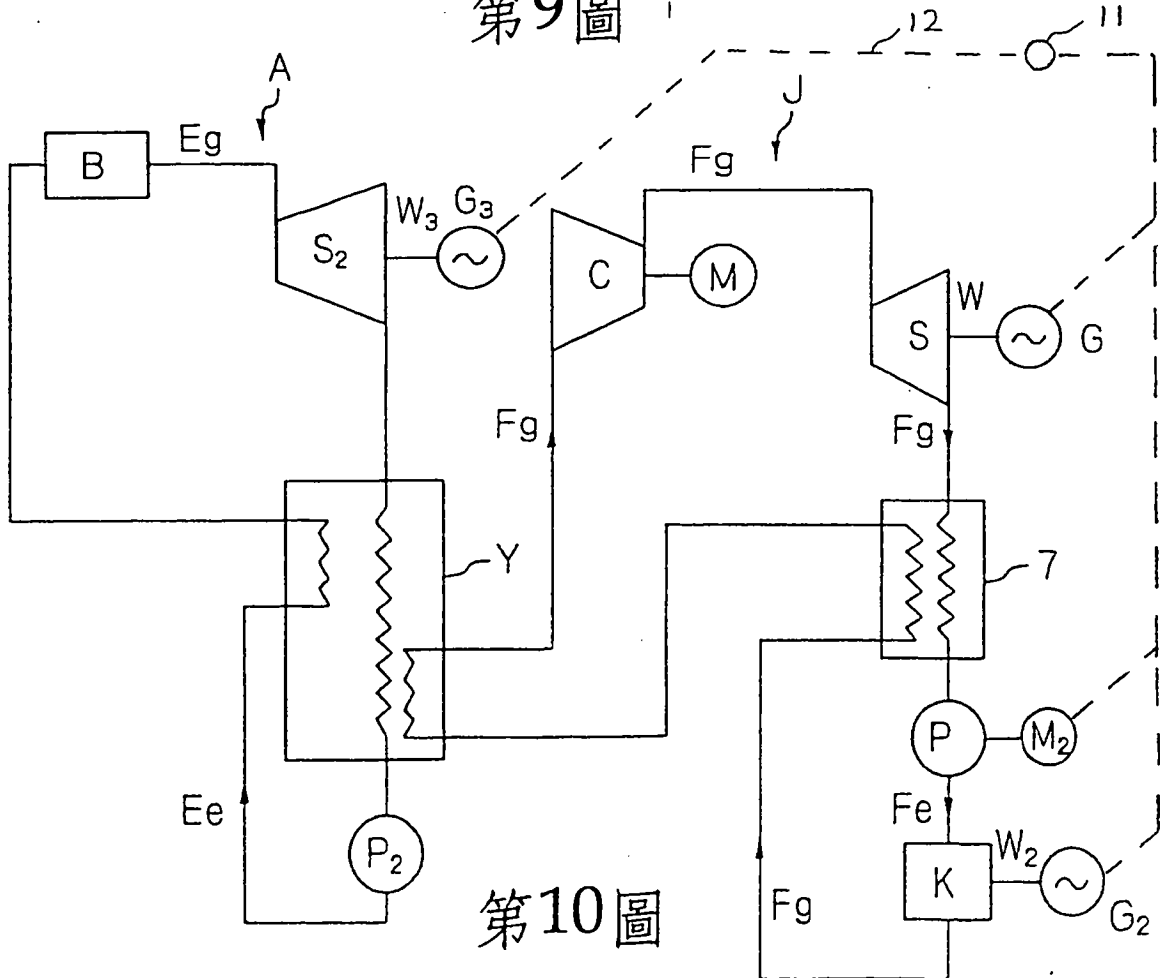
第7圖



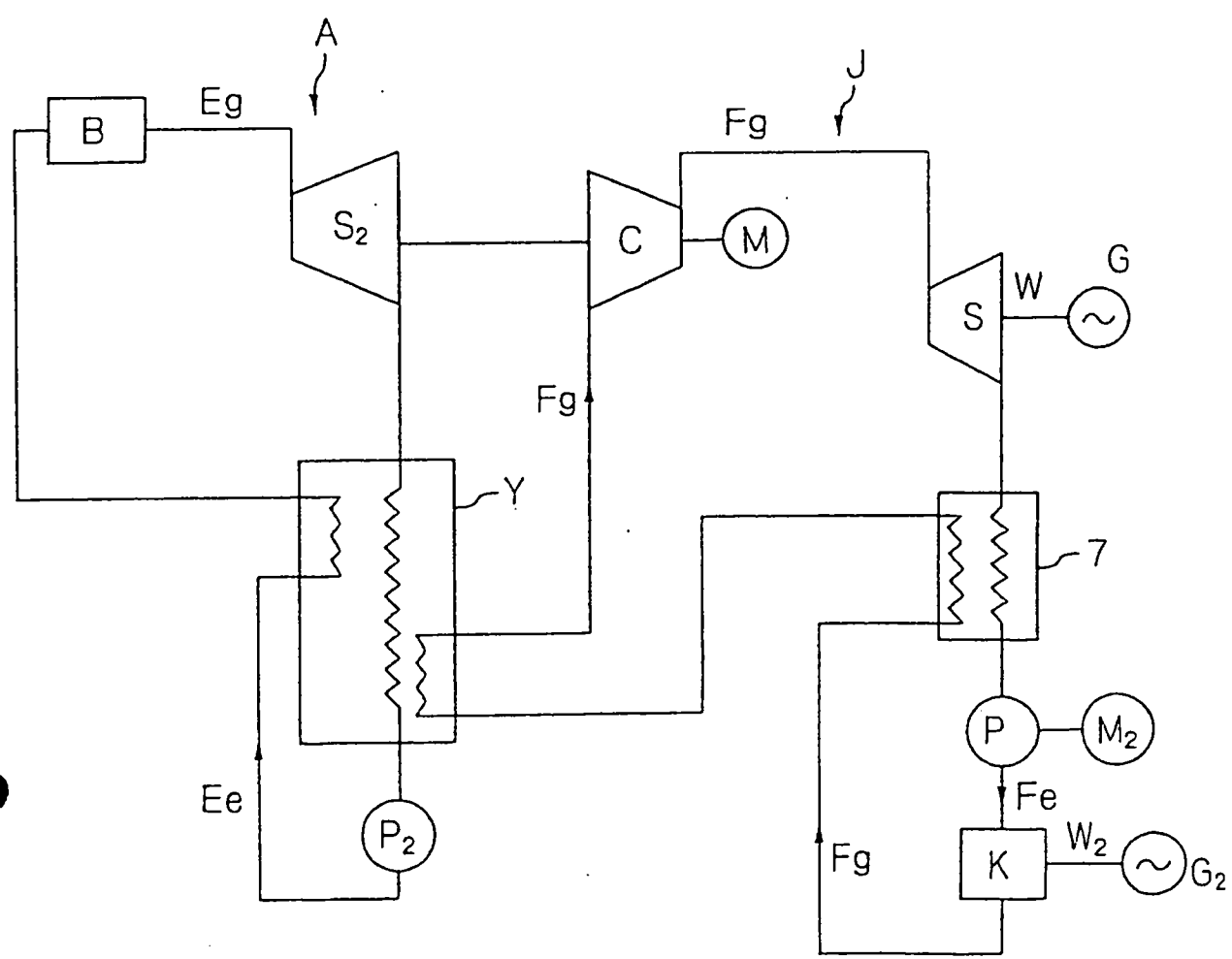
第8圖



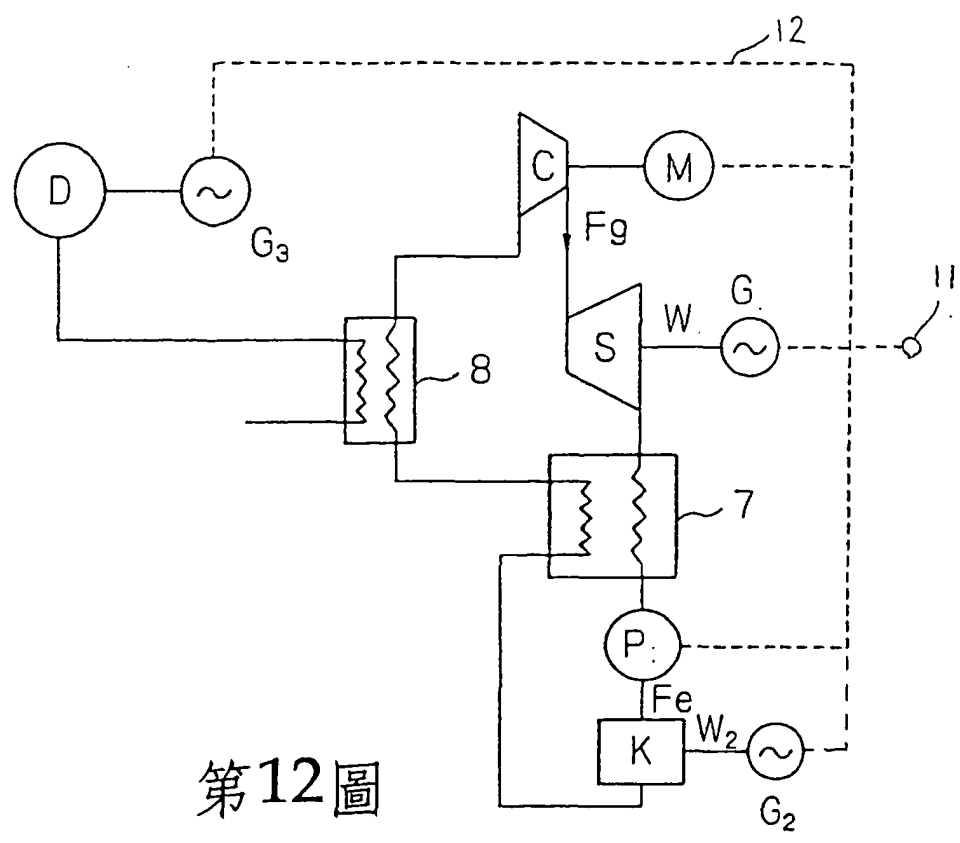
第9圖



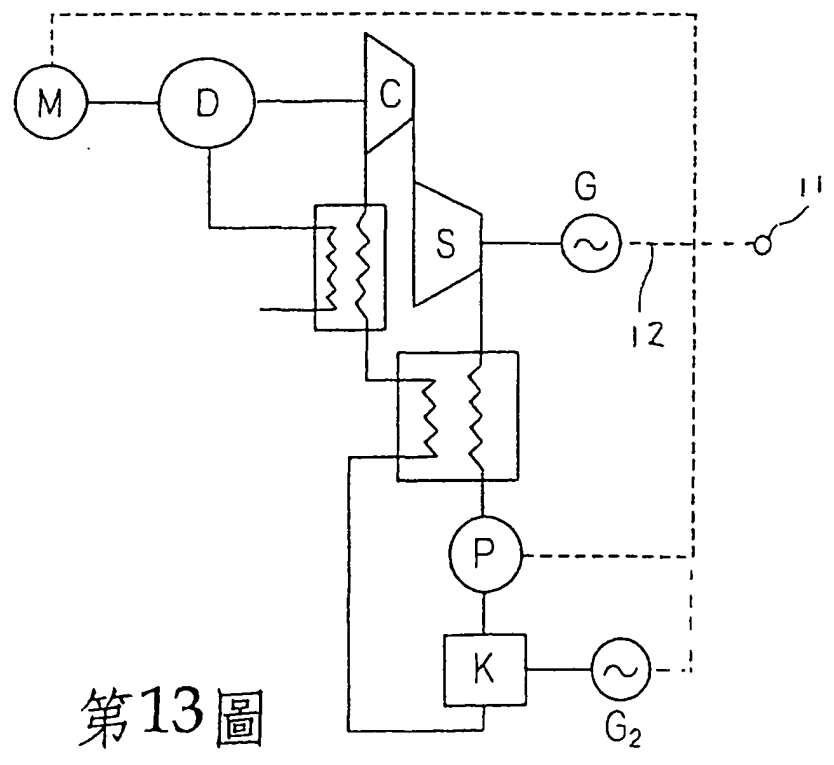
第10圖



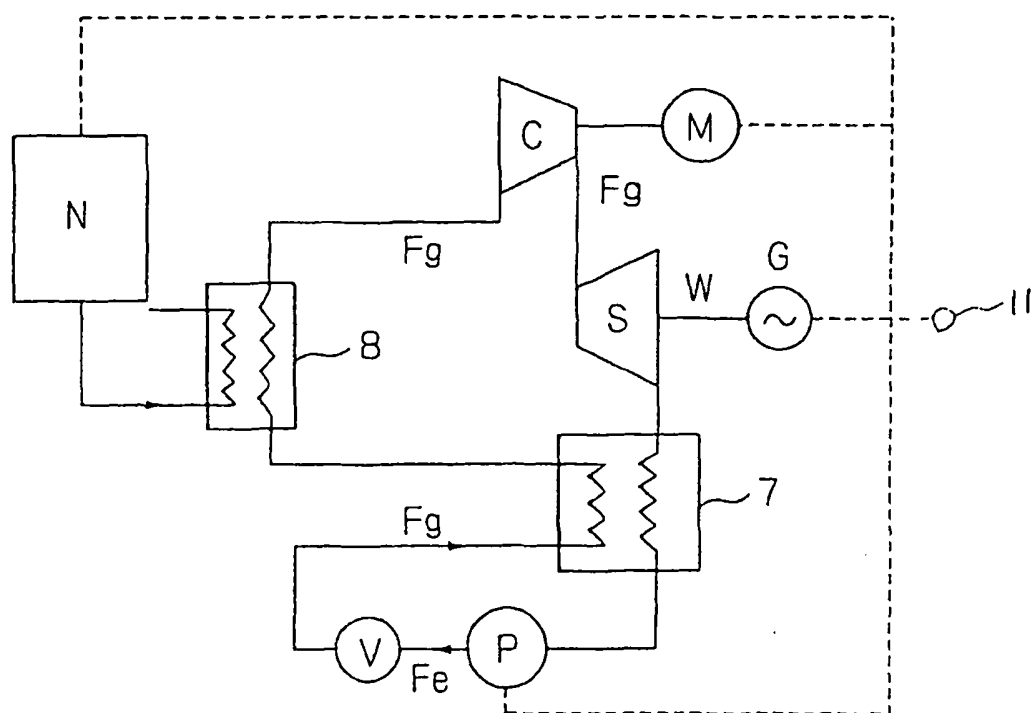
第11圖



第12圖



第13圖



第14圖

七、指定代表圖：

(一)本案指定代表圖為：第 (3) 圖。

(二)本代表圖之元件符號簡單說明：

7、8	熱交換器
11	輸出終端
12	導線
C	壓縮機
Fg	冷凍劑氣體
Fe	冷凍劑液體
G、G ₂	發電機
K	水輪機
L、L ₂	功(輸入)
M、M ₂	馬達
P	泵浦
Q ₃ 、Q ₄	熱量
S	渦輪機
W、W ₂	功(輸出)
T、T ₂ 、T ₃	溫度
Z ₂	外部熱輸出

八、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

十、申請專利範圍：

1. 一種熱循環系統，包含：壓縮機、第一渦輪機、第一及第二熱交換器、第一泵浦以及膨脹器，其中，由壓縮機(C)所壓縮之工作氣體係驅動第一渦輪機(S)以傳送功(W)，且之後經由傳送通過第一熱交換器(7)之散熱側而冷卻，接著，經由第一泵浦(P)提升壓力以形成高壓工作液體；該高壓工作液體係在膨脹器(K、V)內膨脹且蒸發以形成工作氣體，該工作氣體在被引入壓縮機(C)之前，係經由傳送通過第二熱交換器(8)而被加熱，其中，該膨脹器係為反動式水輪機(K)，該高壓工作液體在膨脹且蒸發以形成工作氣體的同時，驅動反動式水輪機(K)來傳送功(W_2)，而該工作氣體在被引入壓縮機(C)之前，係通過第一熱交換器(7)之熱接收側及通過第二熱交換器(8)而加熱。
2. 如申請專利範圍第 1 項之熱循環系統，其中，從反動式水輪機(K)所遞送的功(W_2)和泵浦(P)所消耗的功率(L_2)是約略互相抵消的，而壓縮機驅動馬達(M)、第一渦輪發電機(G)、第一泵浦驅動馬達(M_2)及水輪機驅動發電機(G_2)係為電性地互相連接。
3. 一種熱循環系統，包含：壓縮機、第一渦輪機、第一及第二熱交換器、第一泵浦以及膨脹器，其中，由壓縮機(C)所壓縮之工作氣體係驅動第一渦輪機(S)以傳送功(W)，且之後經由傳送通過第一熱交換器(7)之散熱側而冷卻，接著，經由第一泵浦(P)提升壓力以形成高壓工作液體；該高壓工作液體係在膨脹器(K、V)

99年10月14日修(更)正替換頁

內膨脹且蒸發以形成工作氣體，該工作氣體在被引入壓縮機(C)之前，係經由傳送通過第二熱交換器(8)而被加熱，該熱循環系統復包含蒸汽機，該蒸汽機包括壓縮機、第二渦輪機、熱交換器及第二泵浦，其中，鍋爐(B)內所產生之蒸汽(Eg)係驅動第二渦輪機(S₂)，且之後係在冷凝器(Y)冷卻並在第二泵浦(P₂)提升壓力以形成高壓冷凝物(Ee)，接著，再循環回鍋爐(B)，該工作氣體在被引入壓縮機(C)之前，係通過第一熱交換器(7)及冷凝器(Y)而加熱。

4. 如申請專利範圍第 3 項之熱循環系統，其中，該高壓冷凝物(Ee)於再循環回鍋爐(B)之前，係藉由傳送通過熱交換器(7)之熱接收側而加熱。

5. 一種使用如申請專利範圍第 3 項之熱循環系統的發電廠，包括：

用以將從第一渦輪機(S)輸出之功(W)轉換為電力的第一發電機(G)；

用以將從蒸汽機之第二渦輪機(S₂)輸出之功(W₃)轉換為電力的第三發電機(G₃)；

用以供應電力到外部的輸出終端(11)；以及

用以電性地連接第一發電機(G)、第三發電機(G₃)和輸出終端(11)的導線(12)。

6. 一種使用如申請專利範圍第 3 項之熱循環系統的發電方法，該方法包含下述步驟：藉由第一發電機(G)將第一渦輪機(S)輸出之功(W)轉換為電力，藉由第三發電機(G₃)將蒸汽機輸出之功(W₃)轉換為電力及供應電力到外部。