

TRANSFORMACION DE CALOR EN TRABAJO (rangos: de 50 a 800 C y de 0,1 a 0,5 kw de potencia)

VICTORIO TACCHI

Investigación Privada - La Rioja 57 1er. P. Of. 1
5000 - CORDOBA

Resumen

El presente trabajo indaga sobre tres aspectos importantes en el desarrollo de proyectos sobre transformación de calor de baja temperatura en trabajo: 1) la temperatura de trabajo más conveniente, para un determinado panel de captación de energía solar, del cual se conoce su curva de eficiencia, 2) la máquina termodinámica en sí y 3) la máquina operatriz acoplada a la máquina termodinámica, encargada de transformar una energía disponible en trabajo útil.

Introducción

Se considera la necesidad de bombear agua desde profundidades del orden de 10 - 50 metros hasta la superficie, con la finalidad de alimentar ganado, regar pequeñas parcelas o para consumo humano.

Se proyecta una máquina capaz de elevar de 1 a 3 m³/h, desde profundidades de 45 m., a 15m., con una superficie de paneles del orden de 10 - 12 m². *Tabla 1.*

Se eligen por simplicidad y rendimiento, una máquina motriz alternativa de cilindro y pistón y una máquina operatriz también de cilindro y pistón para bombear agua empleando, para ésta última función, los ejemplares existentes en el comercio y relacionando una máquina con otra, por el tradicional sistema mecánico de varillaje, que asegura un buen rendimiento mecánico, entre la potencia desarrollada en la superficie y el trabajo realizado a profundidad de agua aplicando además, tecnología simple y vastamente conocida en las actividades de campo.

En la máquina motriz se preve el uso de un fluido activo común, como es el gas líquido de garrafa, usado en cocinas etc. (propano-butano) que permita una fácil recarga en caso de pérdidas, como se recargaban viejas heladeras familiares y, además, con un precio de fluido muy bajo.

El ciclo es el de Rankine y el sistema se encuentra en avanzada fase de proyecto, a nivel de dibujos mecánicos, habiéndose ya asignado dimensiones a los distintos componentes, esperando concretarlo materialmente en los próximos meses.

El presente trabajo puede ser una alternativa válida al bombeo de agua por medio del efecto fotovoltaico (F.V.) cuyo rendimiento global puede alcanzar valores de 2-3 0/0 y esto aún considerando el menor rendimiento del bombeo termodinámico que difícilmente pueda superar un 1,5 0/0. Esto es posible afirmarlo, si examinamos los costos de los sistemas y las dificultades tecnológicas en la implementación del efecto F.V. En efecto los costos resultan un 40

0/0 inferiores, si los paneles nacionales para implementar el efecto termodinámico fueran del orden de 60 US\$ por m², confrontados con un costo F.V. de 10 US\$ por Wpico y tenderían a igualarse con costos de paneles del orden de 100 US\$. Esto se puede afirmar con rendimientos termodinámicos del 1 0/0, pero es muy posible llevar el mismo a valores del 1,5 0/0 con notable ventaja de los costos, comparados con el F.V.

Se deberá tener en cuenta también que en la Argentina no se producen celdas F.V. en serie ni se lo hará en un futuro inmediato, dependiendo por lo tanto de la importación del elemento principal, en la conversión F.V. En el caso de los paneles y de la conversión termodinámica, existe en el país, la tecnología y la capacidad productiva, sin depender del exterior, siendo este hecho importante en las actuales circunstancias económicas, si se pretende difundir el bombeo de agua a partir de energía solar.

A estas consideraciones hay que agregar la siguiente característica: no se puede sustituir la energía solar en un sistema F.V., así como no se puede reemplazar el viento en un molino eólico para bombear agua, pero si en una máquina termodinámica se puede sustituir la fuente de energía solar por una cualquiera fuente de calor, ampliando las posibilidades de uso del sistema, ante requerimientos sostenidos, a un uso nocturno o en días nublados.

Algo semejante sucede con la acumulación de energía: es más económica y fácil de implementar la acumulación de energía térmica, que la eléctrica y en cuanto a la eólica no se puede, acumular en forma directa (como viento) siendo válido este último análisis, únicamente, en el caso de la obtención de energía mecánica (diferida) para un uso distinto del bombeo de agua, puesto que ésta es fácilmente acumulable en los tres casos.

También a paridad de potencia máxima, el sistema F.V. será capaz de realizar menor trabajo al cabo de un año, porque necesita de un umbral de energía mayor para iniciar su funcionamiento, mientras que el sistema termodinámico empieza a bombear aún con bajos niveles de radiación.

Determinación de la temperatura más conveniente

Normalmente de las cartas de radiación solar, para una determinada región, no es posible conocer la distribución de la energía recibida mensualmente o anualmente en función de por cientos atribuibles a las distintas potencias de insolación.

TRANSFORMACION DE CALOR EN TRABAJO (rangos: de 50 a 800 C y de 0,1 a 0,5 kw de potencia)

VICTORIO TACCHI

Investigación Privada - La Rioja 57 1er. P. Of. 1
5000 - CORDOBA

Resumen

El presente trabajo indaga sobre tres aspectos importantes en el desarrollo de proyectos sobre transformación de calor de baja temperatura en trabajo: 1) la temperatura de trabajo más conveniente, para un determinado panel de captación de energía solar, del cual se conoce su curva de eficiencia, 2) la máquina termodinámica en sí y 3) la máquina operatriz acoplada a la máquina termodinámica, encargada de transformar una energía disponible en trabajo útil.

Introducción

Se considera la necesidad de bombear agua desde profundidades del orden de 10 - 50 metros hasta la superficie, con la finalidad de alimentar ganado, regar pequeñas parcelas o para consumo humano.

Se proyecta una máquina capaz de elevar de 1 a 3 m³/h, desde profundidades de 45 m., a 15m., con una superficie de paneles del orden de 10 - 12 m². *Tabla 1.*

Se eligen por simplicidad y rendimiento, una máquina motriz alternativa de cilindro y pistón y una máquina operatriz también de cilindro y pistón para bombear agua empleando, para ésta última función, los ejemplares existentes en el comercio y relacionando una máquina con otra, por el tradicional sistema mecánico de varillaje, que asegura un buen rendimiento mecánico, entre la potencia desarrollada en la superficie y el trabajo realizado a profundidad de agua aplicando además, tecnología simple y vastamente conocida en las actividades de campo.

En la máquina motriz se preve el uso de un fluido activo común, como es el gas líquido de garrafa, usado en cocinas etc. (propano-butano) que permita una fácil recarga en caso de pérdidas, como se recargaban viejas heladeras familiares y, además, con un precio de fluido muy bajo.

El ciclo es el de Rankine y el sistema se encuentra en avanzada fase de proyecto, a nivel de dibujos mecánicos, habiéndose ya asignado dimensiones a los distintos componentes, esperando concretarlo materialmente en los próximos meses.

El presente trabajo puede ser una alternativa válida al bombeo de agua por medio del efecto fotovoltaico (F.V.) cuyo rendimiento global puede alcanzar valores de 2-3 0/0 y esto aún considerando el menor rendimiento del bombeo termodinámico que difícilmente pueda superar un 1,5 0/0. Esto es posible afirmarlo, si examinamos los costos de los sistemas y las dificultades tecnológicas en la implementación del efecto F.V. En efecto los costos resultan un 40

0/0 inferiores, si los paneles nacionales para implementar el efecto termodinámico fueran del orden de 60 US\$ por m², confrontados con un costo F.V. de 10 US\$ por Wpico y tenderían a igualarse con costos de paneles del orden de 100 US\$. Esto se puede afirmar con rendimientos termodinámicos del 1 0/0, pero es muy posible llevar el mismo a valores del 1,5 0/0 con notable ventaja de los costos, comparados con el F.V.

Se deberá tener en cuenta también que en la Argentina no se producen celdas F.V. en serie ni se lo hará en un futuro inmediato, dependiendo por lo tanto de la importación del elemento principal, en la conversión F.V. En el caso de los paneles y de la conversión termodinámica, existe en el país, la tecnología y la capacidad productiva, sin depender del exterior, siendo este hecho importante en las actuales circunstancias económicas, si se pretende difundir el bombeo de agua a partir de energía solar.

A estas consideraciones hay que agregar la siguiente característica: no se puede sustituir la energía solar en un sistema F.V., así como no se puede reemplazar el viento en un molino eólico para bombear agua, pero si en una máquina termodinámica se puede sustituir la fuente de energía solar por una cualquiera fuente de calor, ampliando las posibilidades de uso del sistema, ante requerimientos sostenidos, a un uso nocturno o en días nublados.

Algo semejante sucede con la acumulación de energía: es más económica y fácil de implementar la acumulación de energía térmica, que la eléctrica y en cuanto a la eólica no se puede, acumular en forma directa (como viento) siendo válido este último análisis, únicamente, en el caso de la obtención de energía mecánica (diferida) para un uso distinto del bombeo de agua, puesto que ésta es fácilmente acumulable en los tres casos.

También a paridad de potencia máxima, el sistema F.V. será capaz de realizar menor trabajo al cabo de un año, porque necesita de un umbral de energía mayor para iniciar su funcionamiento, mientras que el sistema termodinámico empieza a bombear aún con bajos niveles de radiación.

Determinación de la temperatura más conveniente

Normalmente de las cartas de radiación solar, para una determinada región, no es posible conocer la distribución de la energía recibida mensualmente o anualmente en función de por cientos atribuibles a las distintas potencias de insolación.

Hay regiones donde la energía solar es recibida durante muchas horas diarias, a una relativamente baja potencia, por ejempl. 650 W/m², y otras donde en pocas horas se reciben niveles equivalentes de energía, con potencias más elevadas, del orden de los 900 W/m².

Los rendimientos de un determinado panel, son función precisamente, de la potencia de insolación, que confrontada con otros parámetros, como la temperatura media del panel, temperatura ambiente, viento, y suciedad de la cubierta, resulta evidente su importancia decisiva en la determinación de la temperatura de trabajo nominal, para la cual va a ser dimensionada la máquina termodinámica.

Esta máquina deberá tener debida cuenta, en sus dimensiones geométricas, del salto de presión en kg/cm², a que se verá sometido el fluido evolvente y que depende de las temperaturas en juego, elegidas precisamente para obtener un rendimiento final mejor. Se remarca que sería conveniente disponer de datos sobre los porcentajes de distribución de la energía, según distintas potencias de insolación.

El rendimiento final de un conjunto de paneles-máquina termodinámica, dependerá de dos rendimientos, el de los paneles y el termodinámico. A su vez el primero dependerá, entre otros valores de la potencia de insolación y el segundo del ciclo termodinámico adoptado. Pero a los efectos de una primera determinación de la temperatura de trabajo, que permita el dimensionamiento de la máquina y el cálculo de la superficie de paneles para la obtención de un determinado efecto útil, será suficiente tomar, para la determinación de la eficiencia termodinámica, el rendimiento ideal de Carnot disminuido en un 55%. La disminución del 55% se determina estadísticamente, y tendremos el rendimiento real de la transformación termodinámica, tomando en cuenta la temperatura de la fuente caliente (temperatura de salida del panel, en la hipótesis de que el fluido circule por los paneles) y de la fuente fría. (En nuestro caso algunos grados más de la temperatura del agua de pozo).

El rendimiento de los paneles se establece de la siguiente forma: se toma como temperatura de entrada a un determinado panel la de 21° C (considerando que el agua de pozo sale a una temperatura máxima de 18° C y que el salto necesario para obtener la condensación sea de 3° C) determinándose la eficiencia de ese panel, para cada diez grados de la temperatura de salida del mismo. Se efectúa la búsqueda para tres distintas potencias de insolación: 1000 W/m², 700 W/m² y 550 W/m² y para una temperatura ambiente de 16° C.

Se obtiene así tres distintos valores de eficiencia por cada diez grados de temperatura de salida.

La eficiencia termodinámica se determina con los valores de la temperatura de la Fuente Caliente (F.C.) tomados también cada diez grados y comparados con la temperatura de la Fuente Fría (F.F.) 21° C. Por ejemplo a 32° C de la F.C., la eficiencia ideal de Carnot será:

$$\eta = \frac{(273 + 32) - (273 + 21)}{(273 + 32)} = 0,036$$

y la eficiencia real presunta: 0,036 x 0,45 = 0,016 (eficiencia a 32°)

Nos referiremos ahora a los rendimientos de casos concretos de paneles según (1) para el caso del área neta. Tomamos por ej. el panel Lordan y encontramos su eficiencia para las temperaturas de 21° C en entrada (F.F.) y 32° C

de salida (F.C.) y así de diez en diez grados para una potencia de insolación de 1000 W/m². Luego se procede al mismo para los valores de 700 W/m² y 550 W/m². Ej. para 21° C de entrada, 32° C de salida y 16° C de temperatura ambiente:

$$\eta = 0,787 - (6,947 \times \frac{21 + 32}{2} - 16) / 1000 W = 0,714$$

Al rendimiento obtenido y considerando un viento de 6 m/s y cubierta transparente sucia se le aplica un factor de 0,85 (disminución del 15%). Entonces tendremos:

$$\eta = 0,714 \times 0,85 = 0,607 \text{ (eficiencia panel a } 32^\circ \text{ C)}$$

Ahora bien, el rendimiento final estará dado por el producto de las dos eficiencias, la del panel y la real presunta del ciclo:

$$(\eta \text{ final para } 32^\circ \text{ C}) \eta = 0,607 \times 0,016 = 0,00983$$

Siempre para potencias de 1000 W/m², podemos construir la curva de los rendimientos finales, para distintas temperaturas de trabajo (cada diez grados) y vemos, Fig. 1 que la eficiencia máxima, para el panel Lordan, se obtiene con una temperatura de trabajo de 112° C. Con potencias de 700 W/m² la eficiencia máxima se obtiene con 87° C y con potencias de 550 W/m² tenemos la eficiencia máxima con 72° C.

Así, si la mayor cantidad de energía recibida, es estimada en una potencia de insolación de 700 W/m², para el panel Lordan elijiremos su temperatura de trabajo mejor, o sea la de 87° C, dimensionando la máquina en función de las presiones en juego, precisamente de esa temperatura, y para un determinado fluido, que a su vez será elegido en función de costos, operabilidad, calores latentes de evaporación, etc.

Para otro panel (siempre analizado en el trabajo mencionado (1) por ejempl. el Emege 2 CUTV vemos en la Fig. 2 que el rendimiento final mejor, lo obtendremos para una temperatura de trabajo de 102° C, con una insolación de 1000 W/m², de 72° C para 700 W/m², y de 62° C para 550 W/m². En el caso del panel Sonnen-co, Fig. 3, tendremos: 82° C para 1000 W/m², 62° C para 700 W/m² y 52° C para 550 W/m². Esto nos muestra que no siempre las temperaturas mayores son "a priori" mejores.

La eficiencia final mayor corresponde al panel Lordan, evidentemente porque tiene el mejor rendimiento en altas temperaturas, pero razones de disponibilidad y de precios, pueden hacer conveniente la elección de un panel como el Sonnen-co, con el cual los rendimientos son todavía aceptables. Lo que es evidente, es que la máquina diseñada para el Sonnen-co, será distinta dimensionalmente, de la específica para el Lordan.

También en la elección del panel, conviene examinar el rango de variación de las eficiencias al variar la temperatura con los distintos valores de insolación, permitiendo así que una misma máquina tenga un comportamiento general bueno. Así, si tomamos el Sonnen-co y diseñamos la máquina para una potencia de 700 W/m², vemos que la eficiencia se aleja poco de la máxima entre 50° C y 80° C, lo que en cierta medida es válido, si se le aplica también una potencia de 1000 W/m², siendo en cambio, aceptable la eficiencia para una potencia de 550 W/m², solamente para 42-62° C.

Otro parámetro a tener en cuenta en el caso de bombeo de agua de un pozo, es la profundidad a la cual se encuentra el agua, la que determinará la superficie de trabajo de la

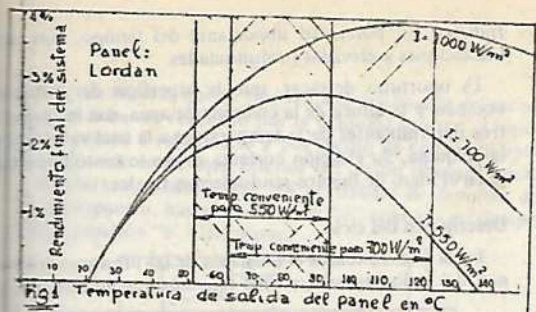


Fig. 1 Temperatura de salida del panel en °C

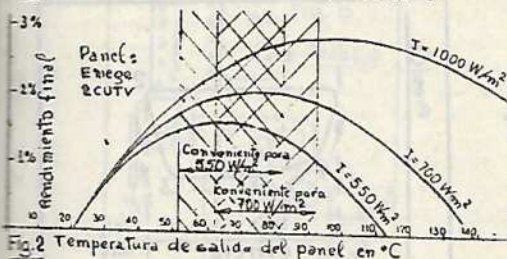


Fig. 2 Temperatura de salida del panel en °C

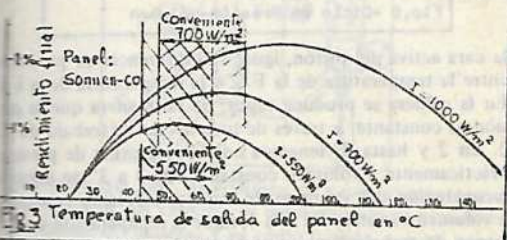


Fig. 3 Temperatura de salida del panel en °C

maquina operatriz, para una determinada superficie del piston motriz. A mayor latitud de eficiencia de un panel, curva más chata) una misma dimensión de bomba, elevación de agua con eficiencia parecida, a distintas alturas, lo que permite disponer, una cantidad de series menor de equipos, para hacer frente a distintas profundidades de pozo.

Se ha partido de la base que el fluido, que luego evoluciona en la máquina termodinámica, es también el que recibe el calor en el panel, evitándose así un fluido intermedio, que obligaría, para una determinada temperatura del fluido motriz, una temperatura de captación de energía mayor, con consiguiente disminución de rendimiento de la captación. Pero en el caso de adoptar un criterio opuesto, el método adoptado aquí, para la determinación de la temperatura de trabajo, es válido lo mismo.

Resumiendo: a mayor temperatura de captación, la eficiencia de los paneles disminuye; con mayor temperatura de captación de un ciclo termodinámico aumenta. La temperatura más conveniente, la tendremos en el punto en que la eficiencia de captación, empieza a disminuir más rápidamente de lo que aumenta el rendimiento del ciclo, todo referido a un determinado panel y a la potencia de insolación en que más abundantemente llega la energía radiante, en una determinada region.

Máquina motriz

Como ya se indicó en la introducción, se adopta el ciclo termodinámico (con cilindro y piston) al cual se aportan modificaciones.

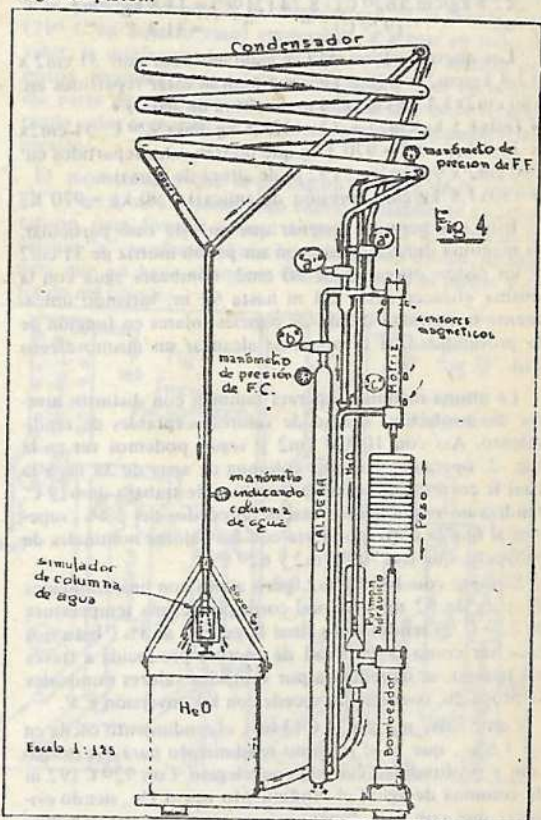
La concreción del proyecto se articula en dos etapas: una primera preve la construcción de un prototipo de laboratorio, con aporte de calor por medio de resistencias eléctricas y válvulas servocomandadas con solenoides y señales magnéticas originadas en el pistón o émbolo de la máquina, que permite una fácil e inmediata puesta a punto, de la distintas fases.

La segunda etapa preve la construcción de un prototipo para ser acoplado a los paneles, por donde circulará el fluido, que luego evolucionando en la máquina, producirá trabajo. El diseño preve en este caso, que las válvulas sean de corredera, comandadas mecánicamente, por medio de una leva lineal, unida mecánicamente al pistón motriz, con reglaje fijo, de acuerdo a las conclusiones que se obtengan en el ejemplar de laboratorio.

Este tendrá una potencia estimada en 60-70 W, y el prototipo para los paneles de alrededor de 100W.

El prototipo de laboratorio, Fig. 4, se basa completamente en elementos fabricados en serie por la industria en el campo de la neumática y la hidráulica, incluyendo los pistones y cilindros. Para el condensador se preve un ejemplar construido exprofeso, pero también se tratará de experimentar con unidades producidas en serie, para la industria frigorífica.

Para la unidad a ensayar en la segunda etapa, las válvulas serán de fabricación especial pero, en una versión de la misma podrán ensayarse válvulas comandadas hidráulicamente, de las ofrecidas en el comercio y con señal originada en un switch, comandado a su vez, mecánicamente por un vástago del pistón.



El fluido a usarse será el propano-butano, que independientemente de algunas características negativas (por ejem. su inflamabilidad) es de poco costo, de fácil obtención en cualquier lugar por mas alejado que sea, es de operabilidad sencilla y tiene un diagrama presión-temperatura, apto a las presiones y temperaturas en juego.

Si el panel elegido fuera el 2CUTV, la temperatura ideal de trabajo sería de 720 C con una insolación de 700W/m²; a esa temperatura el propano daría una presión de más o menos 28kg/cm², que comparada con la presión a 210 C, (8,74 kg/cm²) nos dá un incremento de aproximadamente 19kg/cm², de modo que si proyectamos una máquina para bombear agua desde cincuenta metros de profundidad teniendo en cuenta que para el sistema elegido es necesario disponer de una fuerza estimada en 32 kg, que lleve de vuelta el pistón al punto inicial de la fase de trabajo, que la presión piezométrica es de 5,5 kg/cm² y que la presión dinámica es de 1,5 kg/cm², tendremos para una superficie del pistón del bombeador de 80cm² (φ 101 mm) que aplicará una fuerza mayor que: $(80 \times 5,5) + (80 \times 1,5) + 32 = 592 \text{ kg}$ (a); dividiendo este valor por la presión útil, correspondiente a la temperatura ideal, nos encontramos con el valor en superficie del pistón motriz, que deberá hacer frente a dicha fuerza de 592 kg. : $592 \text{ kg.} : 19 \text{ kg/cm}^2 = 31 \text{ cm}^2$ (φ 6 cm).

Pero también observamos, que la eficiencia final (Fig. 2) disminuye poco entre los valores de 620 C y 920 C (pasando por el ya visto máximo a 72-780 C) entonces las diferencias de presiones en juego (presión útil) a esas temperaturas de 62 y 920C, será de aproximadamente:

$$22,5 \text{ kg/cm}^2 (620 \text{ C}) - 8,74 (210 \text{ C}) = 13,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{y } 40 \text{ " " (920 C) - " " = 31,3 \text{ " "}$$

Los nuevos valores de (a), estarán dados por: $31 \text{ cm}^2 \times 13,8 \text{ kg/cm}^2 = 428,8 \text{ kg.}$ que podrán estar repartidos en: $(80 \text{ cm}^2 \times 3,4 \text{ kg/cm}^2 (34 \text{ m de altura de agua})) + (80 \times 1,5 \text{ kg/cm}^2) + 32 = 427,8 \text{ kg.}$ Para 920 C: $31 \text{ cm}^2 \times 31,3 \text{ kg/cm}^2 = 970,3 \text{ kg}$ que podrán estar repartidos en: $(80 \text{ cm}^2 \times 9,2 \text{ kg/cm}^2 (92 \text{ m de altura de agua})) + (80 \times 1,8 \text{ kg/cm}^2 (\text{presión dinámica})) + 90 \text{ kg} = 970 \text{ Kg}$

Esto nos permite sostener que en este caso particular, la máquina dimensionada con un pistón motriz de 31 cm² y un pistón operatriz de 80 cm², bombeará agua con la misma eficacia desde 34 m hasta 92 m, variando únicamente la cantidad de m² de paneles solares en función de la profundidad, si se pretende alcanzar un mismo efecto útil.

La misma máquina, operará también con distintos niveles de insolación, dentro de valores aceptables de rendimiento. Así con 1000W /m² y según podemos ver en la Fig. 2, operando con una columna de agua de 34 m, a la cual le corresponde una temperatura de trabajo de 620 C, tendría un rendimiento final de alrededor del 2,4%, superior al que le correspondería con los valores nominales de proyecto, que son 700W/m² y 620 C.

Siempre con 1000W/m², pero ahora con profundidades de agua de 92 m, a la cual corresponde una temperatura de 920 C, el rendimiento final llega, casi al 3%. Esto nos hace ver como la cantidad de energía producida a través del tiempo, se incrementa por sobre los valores nominales de proyecto, cosa que no sucede con la conversión F.V.

Con 550W/ m² y 620 C (34m), el rendimiento oscila en un 1,6% , que es el máximo rendimiento para esa insolación y profundidad con el panel elegido. Con 920 C (92 m de columna de agua) el rendimiento cae al 1%, siendo evidente que con esas dimensiones geométricas, no conviene

trabajar, un por ciento importante del tiempo, con insolaciones y elevadas profundidades.

Es oportuno destacar, que la superficie del pistón motriz, el bombeo y la altura de la columna de agua, son los principales determinantes de la temperatura a la cual va a trabajar la máquina. Su elección correcta es por lo tanto importante en el logro de buenos rendimientos finales.

Descripción del ciclo

En la Fig. 5, vemos el diagrama de las presiones-volumen, del ciclo propuesto. En 1 tenemos una presión

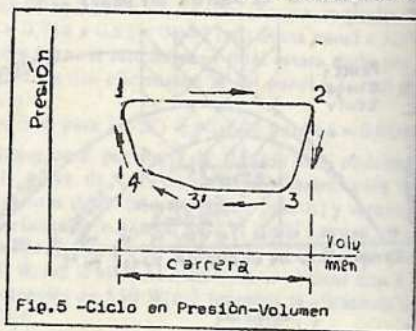


Fig.5 -Ciclo en Presión-Volumen

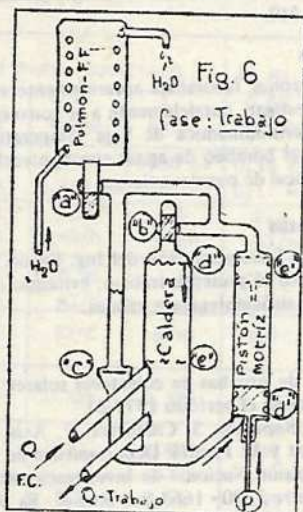
la cara activa del pistón, igual a la diferencia de presiones entre la temperatura de la F.C. y la temperatura de la F.F. En la caldera se produce vapor, de tal manera que la presión es constante, a través de toda la fase de trabajo de 1 a 2. En 2 y hasta 3, tenemos una brusca caída de presión, prácticamente a volumen constante. De 3 a 3', se inicia la recuperación del volumen de trabajo, a presión constante y volumen variable. De 3' a 4, sigue la recuperación del volumen de trabajo, con un aumento de presión en función de recuperación de calor y en función de la expansión de vapor, como se verá más abajo. De 4 a 1, tenemos un brusco aumento de presión prácticamente a volumen constante. En 1 se reinicia un nuevo ciclo.

En los ciclos efectuados en ambientes herméticos, la presión útil de trabajo, sobre la correspondiente superficie de pistón, se debe calcular como la diferencia de presiones entre la F.C. y la F.F., es decir, el neto de presión existente entre las dos caras del pistón.

En la Fig. 6, vemos un esquema de la máquina durante la fase de trabajo. La válvula "a", en esta fase de trabajo, comunica la cara superior del pistón, con la cámara pistón-F.F. La válvula "b" que está cerrada, impide el paso de vapor del domo de la caldera a la cara superior del pistón. La válvula "c", automática y normalmente cerrada, impide el paso de fluido líquido desde la caldera, a la parte superior de los conductos. El fluido existente en la caldera, puede ejercer presión como líquido, por un conducto libre en la cara inferior del pistón. Con "d" está indicado el nivel del líquido en la caldera al inicio del ciclo (punto 1 de la fig. 5), con "e" el nivel de líquido correspondiente al fin de la fase de trabajo (punto 2 de la Fig. 5). Con "d'" vemos la posición del pistón al inicio de la misma fase (siempre punto 1 de la Fig. 5) y con "e'" vemos la posición del pistón, al fin de la fase (punto 2 de la Fig. 5). P, es un vástago al cual está unido la máquina operatriz (bombeador) y que ejerce una fuerza igual a su peso.

El ciclo se realizará de la siguiente forma: al llegar calor a la caldera y al aumentar la temperatura del fluido líquido, cuando ésta alcance la tensión de vapor capaz de

vencer las fuerzas que se oponen a la realización del trabajo, que debe ser realizado por la máquina motriz, el líquido empezará a vaporizarse y por medio de presión hidráulica, ejercida en la cara inferior del pistón obligará a éste a desplazarse, realizándose así el trabajo de bombeo de agua propuesto, hasta que el nivel "e" coincida en tiempo con la posición "e'" del pistón.



Durante esta fase, el volumen de vapor existente en la parte superior del cilindro, es desplazado hacia el pulmón F.F., donde se condensa y ya como líquido, volverá por los conductos, pasando nuevamente por la válvula "a" (abierta) acumulándose por encima de la válvula "c" (cerrada). El volumen del condensado, oscila en 50-100 cm³, por ciclo en una máquina como la propuesta.

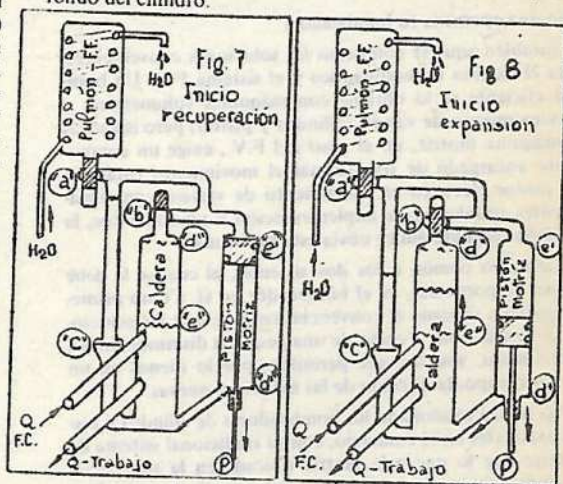
Al llegar el pistón a la posición "e'", por medio de un "switch" o por medio de acción mecánica, la válvula "a", se cierra rápidamente, abriéndose simultáneamente la válvula "b". Ver Fig. 7. Ahora la presión existente en la caldera, actuará sobre la otra cara del pistón (la superior) y a la vez en la cara inferior, la presión sigue actuando, la suma de las dos presiones, da por resultado una fuerza neta hacia abajo, porque la superficie de la cara superior es mayor de la superficie de la cara inferior, por la existencia del vástago). El peso P, obligará al pistón a desplazarse hacia la posición "d'", empujando el fluido líquido, hacia la caldera, hasta que llega al nivel "d". Al mismo tiempo, la presión de vapor de la caldera, estando la válvula "a" abierta actúa sobre la superficie del líquido que se acumuló por encima de la válvula "c", de tal manera que el nivel del líquido condensado está por encima del nivel del líquido en la caldera, abrirá la válvula automática "c" y pasando así el condensado a la caldera, por fuerza de gravedad.

La válvula "c" está diseñada de manera que se abra con la presión de pocos centímetros de columna de líquido, por encima del nivel existente, en la caldera.

Continuando la carrera descendente del pistón (3-4 en la Fig. 5) y antes de llegar a la posición "d'", el pistón comandará el cierre de la válvula "b", Fig. 8 (punto 3' de la Fig. 5) mientras la válvula "a" sigue cerrada. El vapor, que ha quedado en el cilindro por encima del pistón, se expandirá mientras el pistón sigue su carrera hacia "d'", gracias al peso P, a la expansión de vapor y a la inercia del conjunto, desplazando líquido hacia la caldera, comprimiendo el vapor allí existente que (adiabáticamente) se irá condensando, con recuperación de parte del calor empleado precedentemente, en su vaporización. Podría pasar, que solamente en parte se condensara, pero entonces tendríamos un aumento de presión por compresión volumétrica, presión que en la sucesiva fase de trabajo, será aprovechada sin gasto de calor. También en este caso tendríamos recuperación de calor o de energía. Precisamente, se recupera la cantidad de energía, que se gasta en detener el conjunto pistón-vástago-varillaje, inmediatamente antes de llegar a su posición "d'". Su importancia dependerá del peso asignado al conjunto pistón-vástago-varillaje que a su vez dependerá del tiempo en el cual se pretende realizar esta fase de recuperación, o de vuelta al punto inicial del ciclo.

Después que el pistón alcanzó el punto 3' de la Fig. 5, seguirá avanzando, hasta que, en la proximidad de su fin de carrera ("d'") de la Fig. 8 y punto 4 de la Fig. 5) el pistón comandará la apertura de la válvula "a", Fig. 6. La presión que actúa sobre la cara superior del pistón, será ahora igual a la correspondiente, a la temperatura de la fuente fría (21° C en nuestro caso) empezando a actuar en todo su valor, la diferencia de presión útil en la cara inferior del pistón, recomenzando así un nuevo ciclo, Fig. 6. En la última parte de este movimiento, también se seguirá recuperando calor o energía en la caldera, por condensación-compresión.

El momento en que se producirá el cierre de la válvula "b", Fig. 8, será determinado experimentalmente en laboratorio, para diversos valores de peso P y la apertura de la válvula "a", se efectuará con la anticipación debida, de manera que no haya choque o contacto entre el pistón y el fondo del cilindro.



Ventajas del ciclo propuesto

1) Durante la fase de trabajo, el medio encargado de concretar el mismo, no es el vapor como en el ciclo clásico Rankine, sino que es el mismo fluido bajo forma líquida. Como es sabido la cantidad de calor que puede transportar un fluido, es menor si está bajo la fase líquida (transporte de calor por calor sensible) de la que puede transportar el mismo fluido bajo la fase vapor (calor de condensación) traduciéndose en una pérdida menor de calor en conductos y conjunto cilindro-pistón. Durante la fase de trabajo, el vapor no abandona nunca la caldera, que dadas las temperaturas en juego, puede aislarse eficazmente.

2) Solamente parte del vapor necesario para realizar el trabajo, pasa al condensador, cediendo allí su calor de condensación. Efectivamente el vapor que se condensa fuera de la caldera (calor no recuperable para el presente proceso) es solamente la cantidad necesaria para la vuelta del pistón a su punto de partida (recuperación del volumen de trabajo) para poder iniciar así un nuevo ciclo. Esa cantidad puede llegar a ser un porcentaje importante del vapor necesario para realizar el trabajo, y que dependerá de la energía acumulada bajo la forma de fuerza gravitacional, obtenida precedentemente con un gasto de calor utilizado en vaporización, cantidad de calor que no abandonó la caldera durante la acumulación de la misma fuerza gravitacional, y que puede ser recuperada allí mismo (en parte) como calor de condensación y aumento de presión. Esta recuperación de energía evidentemente no se efectúa sobre la energía gastada en fricción mecánica, hidráulica, etc. que no es recuperable. Con el presente ciclo, se disminuye en una cantidad aun no determinada, la irreversibilidad de los fenómenos físicos.

3) No se gasta energía (prácticamente es nula) para la vuelta del condensado a la caldera, mientras que en los sistemas tradicionales, el bombeo del condensado a la caldera se efectúa con bajo rendimiento y en las instalaciones pequeñas, es un porcentaje importante del trabajo útil, además de un costo constructivo mayor.

Máquina operatriz (o bombeador)

También aquí se comparan las soluciones convenientes, para el sistema termodinámico y el sistema F.V. Un bombeo eficiente se lo obtiene con máquinas volumétricas y de movimiento de vaivén (cilindro y pistón) pero mientras la máquina motriz, en el caso del F.V., exige un componente encargado de transformar el movimiento rotatorio del motor eléctrico en movimiento de vaivén, con consiguientes problemas de implementación y rendimientos, la solución termodinámica obvia este problema.

Elemento común a los dos sistemas, al cual se le debe asignar importancia, es el bombeador en sí. Como primera hipótesis se sigue el convencimiento de que las soluciones prácticas, aún a costo de una pequeña disminución del rendimiento, son las que permiten, por lo menos en un primer tiempo, la difusión de las máquinas nuevas.

Así se han examinado los bombeadores de cilindro y pistón existentes en el comercio, con su tradicional sistema de varillaje que lo une a la motriz ubicada en la superficie. Creemos que en muchos pozos existentes, tanto el molino a viento, como motores a explosión, son posibles de ser suplantados, por sistemas F.V. o termodinámicos, conservando dichos sistemas tradicionales de bombeo. Es positivo y también digno de resaltar, que en las nuevas instalaciones no convencionales, el uso de los bombeadores tradiciona-

les asegura una tecnología vastamente conocida que facilita su implementación.

En una segunda etapa se podría mejorar el sistema de válvulas, tendiendo a obtener una mayor eficiencia hidráulica, que permitiría disminuir la energía gastada en presión dinámica no útil.

Conclusiones

Por las razones favorables anteriormente expuestas, se propone investigar, paralelamente a la conversión F.V. la conversión termodinámica de baja temperatura (particularmente en el bombeo de agua) con aprovechamiento de la industria local de paneles solares.

Agradecimientos

Se agradece la colaboración del Ing. Bruno R. Brocchini, quien revisó el presente trabajo, evitando conclusiones erróneas o no suficientemente válidas.

Referencias

- 1) "Banco de pruebas de colectores solares: Resultados obtenidos en el periodo 1979-81" Alfredo Rapallini, S. Chiabrera, F. Asís, B. Mandel, O. Muñoz y M. Peralta. Departamento de Energía Solar. Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales. Avda. Mitre 3100 - 1663 San Miguel - Bs. As. Actas de la 7ma. Reunión de Trabajo (1981) A.S.A.D. E.S.

12 m2 PANEL SUNNEN-CO			12 m2 PANEL EMEGE 2 OUTV			12m2 PANEL LORDAN			
0,55 kW/m2	0,7 kW/m2	1 kW/m2	0,55 kW/m2	0,7 kW/m2	1 kW/m2	0,55 kW/m2	0,7 kW/m2	1 kW/m2	INSOLACION
0,11 cv 0,06kW	0,187 cv 0,137 kW	0,38 cv 0,28 kW	0,14 cv 0,1 kW	0,24 cv 0,178 kW	0,47 cv 0,345 kW	0,2 cv 0,148 kW	0,33 cv 0,24 kW	0,64 cv 0,47 kW	POTENCIA de la BOMBRA
1,71 m3/h	2,86 m3/h	5,9 m3/h	2,2 m3/h	3,7 m3/h	7,2 m3/h	3 m3/h	5 m3/h	9,8 m3/h	EFEECTO UTIL CON 15 m de columna
0,57 m3/h	0,96 m3/h	1,96 m3/h	0,73 m3/h	1,23 m3/h	2,4 m3/h	1 m3/h	1,66 m3/h	3,26 m3/h	EFEECTO UTIL CON 45m de columna
52°C	62°C	82°C	62°C	77°C	102°C	72°C	87°C	112°C	TEMPERATURA IDEAL DE TRABAJO
0,292	0,298	0,305	0,291	0,286	0,296E	0,341	0,346	0,37	η DEL PANEL A ESA TEMPERATURA
1657	2153	3149	1651	2066	3065	1935	2499	3820	APORTE DE CALOR (en kcal./h)
1,92	2,5	3,66	1,92	2,4	3,56	2,25	2,9	4,44	APORTE DE CALOR (en kwt/h)
0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	η DEL BOMBE- ADOR -
0,01246	0,01637	0,0236	0,016	0,021	0,0288	0,0225	0,029	0,0393	η FINAL SEGUN TRABAJO .-

TABLA 1: ejemplos de efecto útil presuntos, obtenibles con determinados paneles y en tres potencias de insolación y con un rendimiento final η , obtenido con la metodología desarrollada en este trabajo y al cual se agrega un factor de corrección del bombeador, por rendimiento mecánico-hidráulico del 0,85