

Cambio del Sistema de Enfriamiento de un Motor Diésel Acoplado a una Bomba de Agua

Neeldes Matos Ramírez^{a,*} , David L. Carballea Cabrera^a ,
Isnel Benítez Cortés^a , Juan Esteban Miño Valdés^b 

^a *Facultad de Electromecánica, Universidad de Camagüey (UC), Cuba*

^b *Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM), Argentina*

e-mails: neeldes.matos@reduc.edu.cu, david.carballea@reduc.edu.cu, isnel.benites@reduc.edu.cu,
jemino53@gmail.com

Resumen

En Camagüey Cuba, 137 estaciones de bombeo de agua de pozo profundo, destinadas al riego de plantaciones de tabaco, no disponen de energía eléctrica distribuida por red rural; por ello se hace necesario que las unidades motrices de las bombas sean motores diésel. Estos motores que se acoplan a las bombas de agua, poseen radiador y ventilador para enfriar el líquido refrigerante del motor. El objetivo de este trabajo fue evaluar la viabilidad técnica y ambiental de cambiar los sistemas de enfriamiento de los motores diésel acoplados a bombas de agua de pozos profundos, por intercambiadores de calor de tubo y coraza. Dentro del intercambiador seleccionado se determinaron las pérdidas de presión del agua caliente procedente del motor y las potencias necesarias para mantener la recirculación, entre otras variables. Se calculó el ahorro de combustible diésel y la disminución de la emisión de CO₂ al medio ambiente para 137 motobombas de agua. Fue viable el cambio del sistema de enfriamiento desde el punto de vista técnico y ambiental.

Palabras clave: *Bomba de agua, Sistema de enfriamiento, Intercambiador de calor, Motor diésel.*

Abstract

In Camagüey Cuba, 137 deep well water pumping stations, intended for irrigation of tobacco plantations, do not have electrical energy distributed through the rural network; for this reason, it is necessary that the drive units of the pumps be diesel engines. These engines, which are coupled to water pumps, have a radiator and fan to cool the engine coolant. The objective of this work was to evaluate the technical and environmental feasibility of changing the cooling systems of diesel engines coupled to deep well water pumps, with shell and tube heat exchangers. Within the selected exchanger, the pressure losses of the hot water from the engine and the necessary power to maintain recirculation, among other variables, were determined. The savings in diesel fuel and the reduction in CO₂ emission to the environment were calculated for 137 water pumps. Changing the cooling system was feasible from a technical and environmental point of view.

Keywords: *Water pump, Cooling system, Heat exchanger, Diesel engine.*

1. Introducción

La mayor parte de los recursos energéticos mundiales provienen de la irradiación solar de la tierra, parte de esta energía ha sido almacenada en forma de energía fósil, otra es utilizable en forma directa o indirecta como energía eólica o hidráulica, entre otras [1].

La energía química de los fósiles se libera durante la combustión de ahí que sea inevitable que tenga un fuerte impacto en la atmósfera. La combustión de los combustibles fósiles ha aumentado sustancialmente los problemas de las partículas materiales y ha multiplicado el flujo atmosférico global del azufre de óxidos de azufre y nitrógeno (N), principalmente liberados como SO₂, NO y NO₂, hidrocarburos, monóxido (CO) y dióxido de carbono (CO₂). Estos compuestos se liberan solo mediante el quemado de biomasa o por el propio metabolismo de bacterias, animales y plantas. [2].

Para tener una idea de la cantidad de CO₂ producido por la combustión de los combustibles fósiles:

1 galón de gasolina contiene unos (3,78 L) a una densidad de (0,7 g/mL) y una composición aproximada ($C_8 H_{18}$), producen unos 8 kg CO_2 . La quema de combustibles fósiles libera al año alrededor de $2,2 \cdot 10^{16}$ g CO_2 (22 mil millones de tn CO_2) a la atmósfera en su mayoría proveniente de vehículos de transporte. La mayor parte del CO_2 lo absorben los océanos o lo utilizan las plantas. Con frecuencia los científicos utilizan el término cambio climático en lugar de calentamiento global. Desde la revolución industrial la concentración de CO_2 ha aumentado en la atmósfera 30%, hasta alcanzar actualmente 378 ppm (parte por millón); este incremento fue el responsable del aumento de $0,3^\circ C$ en la T media global del aire atmosférico, respecto al siglo pasado [3].

Dos aspectos globales hicieron que los combustibles fósiles emergieran durante las 2 últimas décadas del siglo XX: el cambio climático global y la interferencia en el ciclo del Nitrógeno. Durante la década del 80, después de 1 siglo de estudios del calentamiento antropogénico global, llegó a quedar patente que las emisiones de los gases de efecto invernadero, dominado en ese momento por el (CO_2), había llegado a ser un factor decisivo en el cambio climático global. Las consecuencias fueron que: un aumento geométrico del (CO_2) produjo una casi aritmética subida de la temperatura (T) de la superficie terrestre con calentamiento mínimo cerca del ecuador y máximo en las regiones polares, con un menor calentamiento en el hemisferio sur [2].

En la actualidad el consumo de combustible de los motores de combustión interna (MCI) a partir de derivados del petróleo, tiene una vital importancia teniendo en cuenta el alto costo de los mismos, así como el progresivo agotamiento de las reservas [4].

El impacto ambiental de los motores de combustión interna están estrechamente relacionados con un problema social surgido por la utilización creciente de los mismos, la reducción de los niveles de emisión de sustancias tóxicas y de los llamados gases de invernadero, y la reducción de los niveles de ruido (contaminación física). En los foros internacionales acerca de las causas e implicaciones para la humanidad del llamado efecto invernadero, se discute con fuerza la necesidad de un enfoque integral en el tratamiento de los problemas ambientales y del desarrollo, así como la necesidad de una acción concertada de la comunidad internacional para mitigar los efectos del calentamiento global provocado por las crecientes emisiones a la atmósfera de gases tales como el dióxido de carbono (CO_2), entre otros [5].

En la Empresa Acueducto Alcantarillado de Camagüey, una de las producciones fundamentales de las que aportan mayores ingresos a la misma son las motobombas. Estas son bombas centrífugas horizontales y verticales de pozo profundo acopladas a motores diésel, las cuales se montan en estaciones de bombeo de agua para la agricultura, la mayoría de ellas para riego de plantaciones de tabaco. En varias de las estaciones de bombeo, no hay energía eléctrica, por lo que se hace necesario que las unidades motrices de estas bombas sean motores diésel. Los motores a los cuales se acoplan estas bombas son de la marca Iveco-Aifo, de procedencia española. Se evaluaron 4 modelos de bombas con potencias diferentes, ver Tabla 1. Estos motores importados con todos sus agregados para el funcionamiento estacionario, tienen radiador y ventilador para el enfriamiento del agua, líquido refrigerante del motor [7].

El objetivo de este trabajo fue evaluar la viabilidad técnica y ambiental de cambiar los sistemas de enfriamiento de los motores diésel acoplados a bombas de agua de pozos profundos, por intercambiadores de calor de tubo y coraza.

2. Materiales y Métodos

Los sistemas de bombeo motorizados, ver Fig.1, funcionan sin la intervención humana y tienen 3 partes principales: un motor que proporciona la potencia necesaria para el bombeo, un árbol de transmisión que transfiere dicha potencia a una bomba de agua, que utiliza esta potencia para transmitirla al agua de pozo y extraerla.



Fig. 1. Motores diésel con ventilador y radiador para enfriamiento, acoplado a una bomba de agua.

Las bombas motorizadas son de uso común desde hace varias décadas, sobre todo en las zonas urbanas, donde los caudales de agua bombeada no podrían alcanzarse con bombas manuales, también en zonas rurales para el riego e intervenciones de emergencia.

Estas bombas son de tipo centrífugo, y pertenecen a la familia de las turbo bombas.

En la Tabla 1, se presentan los modelos de bombas de agua y motores diésel acoplados, que con mayor frecuencia han sido solicitados para riego, con sus datos técnicos en el punto de máxima eficiencia.

Tabla 1. Datos técnicos de bombas de agua y motores diésel acoplados. [05] y [06]

Nro.	Modelo de bomba	Caudal en (L/s)	Columna de agua (m)	Potencia absorbida (CV)	¹ rpm en (min ⁻¹)	Modelo del motor acoplado
1	P09C/6/30/A5	30	76	39,0	2.000	8031 i 05
2	P10C/6/30/A5	50	72	60,5	2.000	8041 i 05
3	P10C/6/35/A7	50	101	84,5	2.000	8061 i 25
4	P12C/7/35/A4	75	77	98,5	1.740	8061Si 25

¹rpm = revoluciones por minuto

Los motores relacionados se han importado con todos sus agregados para funcionamiento estacionario, lo que incluye, al radiador y su ventilador para el enfriamiento del líquido refrigerante del motor. Para estos acoplamientos de motor y bomba, fueron seleccionados y calculados los intercambiadores de calor en sustitución de los radiadores y los ventiladores que normalmente se han adquirido con los motores.

Aun no se tiene la potencia exacta que consumen los ventiladores de los referidos motores Iveco-Aifo, pero si se dispone de datos de motores similares de otro fabricante, cuyas potencias son del mismo orden. En la Tabla 2 se brindan los datos técnicos de motores diésel de la firma “Dorman”.

Tabla 2. Datos técnicos de los motores diésel Dorman Serie L [08].

Motores diésel “Dorman” Serie L Modelos	Potencia continua nominal del motor (kW)	Caudal de aire del ventilador (m ³ /min)	Potencia ventilador del radiador (kW)	1500 rpm		
				Potencia continua nominal del motor (kW)	Caudal de aire del ventilador (m ³ /min)	Potencia ventilador del radiador (kW)
				1800 rpm		
2LB	25,0	104,9	1,04	28,3	133,8	1,64
3LB	38,0	140,8	1,49	43,7	162,4	2,69
4LB	50,9	140,8	1,49	57,8	162,4	2,69
5LB	64,2	230,4	3,28	72,4	271,2	5,74
6LB	77,6	286,2	5,22	88,0	340,0	8,36
6LC	92,1	286,2	5,22	103,0	340,0	8,36
8LB	103,0	286,2	5,22	116,4	340,0	8,36

Como se puede ver en la Tabla 2, con el modelo 8LB a 1800 rpm, la potencia del ventilador del radiador es de (8,36 kW), y puede llegar hasta el 7,1% de la potencia continua nominal del motor de (116,4 kW).

Tomando como ejemplo el motor de mayor potencia de los que se está analizando el Modelo 8061Si25 (Tabla 1), cuya potencia es similar a la mayor de los modelos de Dorman (Tabla 2), y asumiendo que la potencia que tome su ventilador (8,36 kW) sea similar a la del modelo 8LB, el consumo específico de diésel por este concepto a 1800 rpm es de 206 (g_{diésel}/kW h) [07].

$$\text{Consumo (kg}_{\text{diésel}}/\text{hora)} = (8,36 \text{ kW}) (206 \text{ g}_{\text{diésel}}/\text{kW h}) (1\text{kg}_{\text{diésel}}/10^3\text{g}_{\text{diésel}}) = 1,722 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h} \quad (1)$$

Si se considera que en una campaña tabacalera una motobomba funciona unas 1000 horas, entonces el ventilador de un solo motor puede llegar a consumir hasta 1.722 kg_{diésel} (1,722 Tn_{diésel}) en cada campaña. Tomando en cuenta que en el período de tiempo de esta investigación , funcionaban 137 motobombas de este tipo, el consumo sería de unas 235,64 tn_{diésel} en cada campaña solo en una empresa tabacalera.

3. Resultados y Discusión

3.1. Sistema de enfriamiento elegido para la motobomba.

En el esquema de la Fig. 2, se muestra la motobomba y el intercambiador de calor elegido.

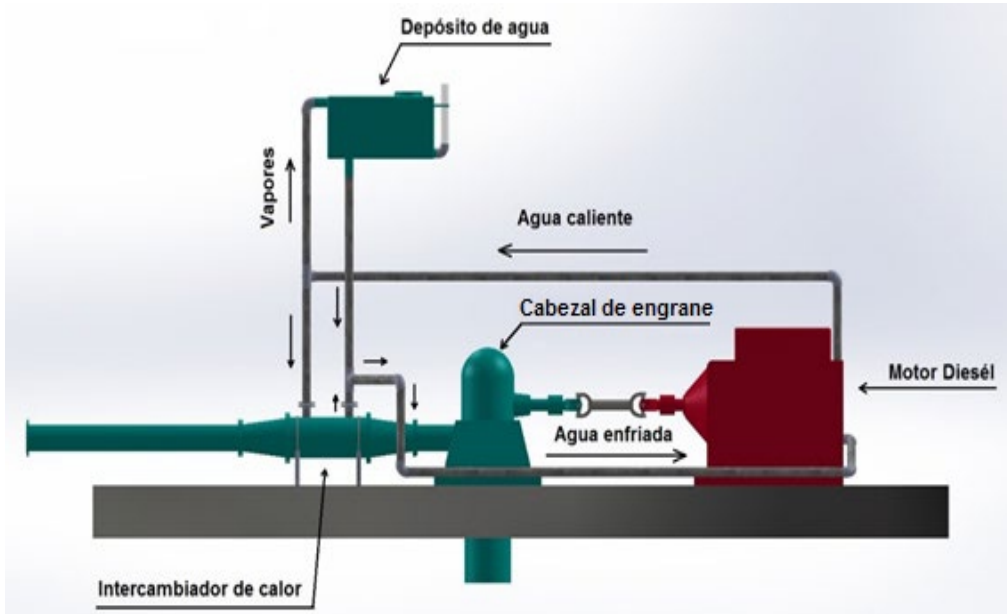


Fig. 2. Esquema resumido: motobomba e intercambiador de calor de tubo y coraza. Partes y funciones:

1. Motor diésel: el encargado de generar el movimiento de rotación.
2. Transmisor: transmite el movimiento del motor a la bomba.
3. Cabezal de engrane: transmite movimiento del eje horiz. del motor al eje vertical de la bomba a una relación de 1x1.
4. Bomba vertical: bombea el agua procedente del pozo profundo.
5. Intercambiador de calor de tubo y coraza: es donde se realiza el enfriamiento del agua del motor
6. Depósito de agua: se acumula el agua proveniente de los vapores.
7. Tubos, codos y coraza (tubo de mayor diámetro), por donde circula el agua.

3.2. Sistema de enfriamiento seleccionado para los motores diésel empleados en las motobombas.

Como resultado de la revisión bibliográfica se constató que el tipo de intercambiador más adecuado a las condiciones y los requerimientos es el de tubo y coraza con flujo de agua a contracorriente.

En la Fig. 3 se muestra el sentido y dirección de circulación del agua en tubos y coraza.

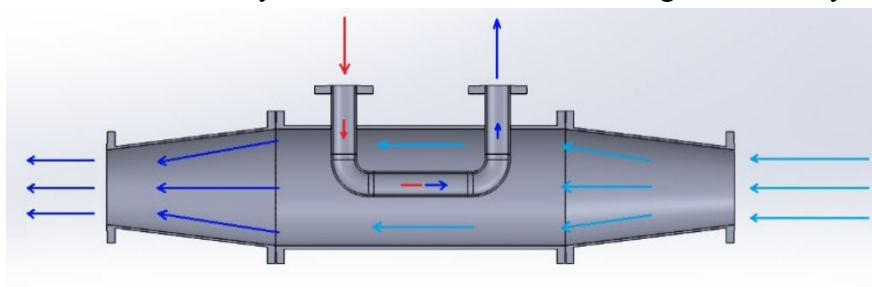


Fig. 3. Flujo de agua en el interior del tubo y la coraza del intercambiador de calor.

- Flujo de agua caliente procedente del motor.
- Flujo de agua a la salida del intercambiador.
- Flujo de agua fría a la salida de la bomba.

Como se muestra en la Fig. 4, se visualiza las principales dimensiones del intercambiador de calor (agua/agua), para motobombas de pozos profundos, ver Tabla 3.

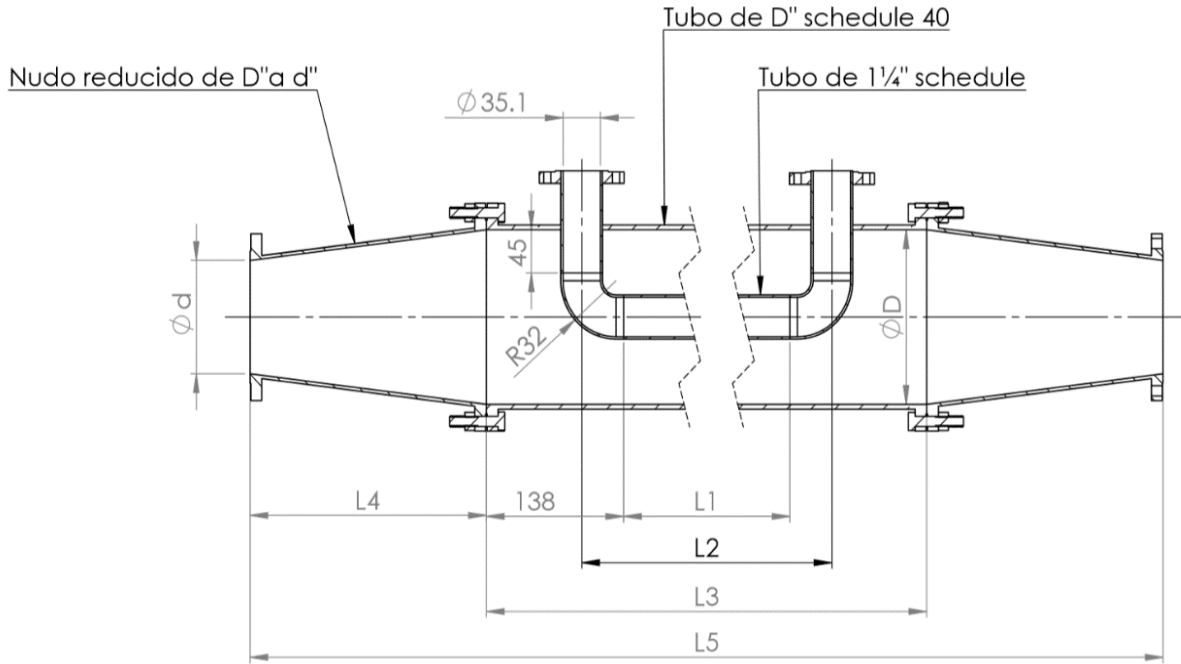


Fig. 4. Dimensiones del tubo y la coraza del intercambiador de calor (agua/agua), para motobombas de pozos profundos (D, d y L en mm).

Tabla 3. Dimensiones del intercambiador de calor de tubo y coraza (en mm)

Nro	Modelos de motor - bomba	D	d	D _{int}	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅
1	8031 i 05 – P09C/6/30/A5	152.4	152.4	154	100	164	376		1175
2	8041 i 05 - P10C/6/30/A5				200	264	476		934
3	8061 i 25 - P10C/6/35/A7	203.2			450	514	726	229	1184
4	8061 Si 25 - P12C/7/35/A4		203.2	202.7	670	734	946		946

Para el cálculo de los intercambiadores se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

Todos los modelos se calcularon para la potencia continua máxima que es capaz de entregar cada modelo de motor, a pesar de que las velocidades nominales de las bombas son menores y, por tanto, las potencias que entregan los motores correspondientes son menores también.

Se procuró, antes todo, la sencillez del diseño y la factibilidad tecnológica, para ser construido en los talleres de la Empresa Acueducto Alcantarillado de Camagüey (Cuba).

Para los cálculos se consideraron regímenes estacionarios de transmisión de calor.

Se despreciaron las pérdidas de calor por radiación en las superficies del intercambiador.

Se despreciaron también las pérdidas de calor por convección natural en el exterior de las tuberías que conducen el agua caliente desde el motor hasta el intercambiador.

Se procuró un diseño interior del intercambiador que ocasione una pérdida de presión mínima al agua procedente del pozo, por lo que se eligió el intercambiador del tipo: de tubos coaxiales.

El proceso de intercambio de calor se consideró a presión constante (presión atmosférica), puesto que el depósito para el agua del motor se encuentra abierto a través de un respiradero en su tapa.

Para la realización de este cálculo se utilizó el Mathcad el cual es una herramienta de estándar industrial pensada para los cálculos técnicos de ingenieros de todo el mundo [8].

Se utilizó una secuencia de cálculo del software para este fin. Empleando procedimientos idénticos se calcularon los otros 4 intercambiadores para igual número de motores y bombas. Esto permite realizar los cálculos con más facilidad y para no hacer extremadamente extenso este trabajo innecesariamente. En la Tabla 4 se muestran, los cálculos de cada entrada.

Tabla 4. Datos de entrada de los modelos de motor y bomba

Nro	Modelos de motor - bomba	Potencia continua nominal máxima (kW)	Calor cedido por el motor al agua de enfriamiento (kJ/s)	Gasto volumétrico de la bomba del motor (m ³ /h)	Gasto volumétrico de la bomba del motor (L/s)
1	8031 i 05 - P09C/6/30/A5	38	29.2	11	30
2	8041 i 05 - P10C/6/30/A5	50.5	38.5	10.5	50
3	8061 i 25 - P10C/6/35/A7	76	56.6	10	50
4	8061 Si 25 - P12C/7/35/A4	98	70.0	10	75

Para los intercambiadores calculados y diseñados también se determinaron las pérdidas de presión que sufre el agua caliente procedente del motor dentro del intercambiador y las potencias necesarias para mantener la recirculación. Asimismo, se calculó para cada caso la pérdida de presión que ocasiona el intercambiador al agua procedente del pozo y la potencia que se pierde en el proceso de intercambio de calor.

El cálculo se realiza considerando que el intercambio de calor se lleva a cabo con el agua caliente proveniente del motor circulando por el interior de un tubo de acero Schedule 40. El agua fría procedente del pozo circula por el interior de dicho tubo.

Se han tomado los diámetros del tubo de 1¼ pulgadas (31,75 mm). De la serie estándar según las normas ANSI/ASME B36. 10M-1985 y B31.1-1991 [9].

Entre los diferentes cálculos que se realizaron se destacan la determinación de:

- Densidad del agua a temperatura media y el calor específico del agua a temperatura media.
- El cálculo del incremento de la temperatura del agua a su paso por el interior del motor.
- Cálculo de la velocidad del agua caliente por dentro del tubo de 1¼ pulgadas.
- Cálculo del Nro. de Reynolds para el agua caliente dentro del conducto de 1¼ pulg.
- Cálculo del coeficiente de transmisión del calor por convección en el interior del tubo.
- Cálculo del Nro. de Reynolds del fluido de agua fría por el exterior del tubo de agua caliente.
- Cálculo del coef. de transmisión del calor por convección en el exterior del tubo de 1¼ pulg.
- Determinación de la superficie de intercambio necesaria y el cálculo del flujo calórico.
- Determinación de la resistencia total y la cantidad de calor que se intercambia.
- Cálculo de las pérdidas de presión y de potencia que ocasiona el intercambiador en el agua caliente del motor y en el agua fría procedente del pozo. Eficiencia de la bomba en el pozo.

Del resultado de los cálculos realizados se llega a la primera conclusión, como puede apreciarse, la pérdida de potencia que ocasiona el intercambiador es muy inferior a la que causa el ventilador del radiador, ver Tablas 5 y 6.

Tabla 5. Resultados: descenso de temperatura, área de intercambio, diámetro nominal, longitud del tubo

Nro.	Modelos de motor - bomba	Temperatura de descenso en el intercambiador (°C)	Área de intercambio de calor (m ²)	Diámetro nominal del tubo de intercambio (mm)	Longitud del tubo recto longitudinal (mm)	Diámetro nominal del tubo mayor (mm)
1	8031 i 05 – P09C/6/30/A5	38	29.2		100	152.4
2	8041 i 05 - P10C/6/30/A5	50.5	38.5	31.75	200	203.2
3	8061 i 25 - P10C/6/35/A7	76	56.6		450	
4	8061Si25 - P12C/7/35/A4	98	70.0		670	

Tabla 6. Resultados: incremento de temperatura, descenso de presión, potencia

Nro.	Modelos de motor - bomba	Temperatura incremento en el agua fría (°C)	Presión de descenso en el tubo de agua caliente (Pa)	Presión de descenso en el tubo de agua fría (Pa)	Potencia necesaria para el agua caliente (W)	Potencia de pérdida en el agua del pozo (W)
1	8031 i 05 – P09C/6/30/A5	0.234	4678	9514	28.59	367.8
2	8041 i 05 - P10C/6/30/A5	0.185	4499	9076	26.25	780.7
3	8061 i 25 - P10C/6/35/A7	0.272	4557	9192	25.32	508.6
4	8061Si25 - P12C/7/35/A4	0.224	4942	4942	27.45	969.4

De acuerdo a las mediciones (ver Tabla 6), el incremento de la temperatura del agua fría en el intercambiador de calor, no alcanzó en ninguno de los casos las 3 décimas de grado, por lo tanto el agua de riego no perjudica a las plantaciones que se benefician del mismo.

3.3. Ahorro de Combustible

Para el mismo caso que se analizó anteriormente, ahora se determina el ahorro potencial en el consumo de combustible con la sustitución del ventilador y el radiador por el intercambiador de calor, de acuerdo a: [10] y [11]

$$\text{Consumo de 1 intercambiador} = (0,9694 \text{ kW}) (206 \text{ g}_{\text{diésel}}/\text{kW h}) = 199,7 \text{ g}_{\text{diésel}}/\text{h} \quad (2)$$

$$\text{Ahorro con el intercambiador} = (1,772 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h}) - (0,1997 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h}) = 1,572 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h} \quad (3)$$

$$\text{Ahorro para 1.000 horas de explotación} = (1.000 \text{ h}) (1,572 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h}) = 1.572 \text{ kg}_{\text{diésel}} \quad (4)$$

Los gráficos de las comparaciones de consumo de potencia y consumo de combustible se muestran en la Fig. 5.

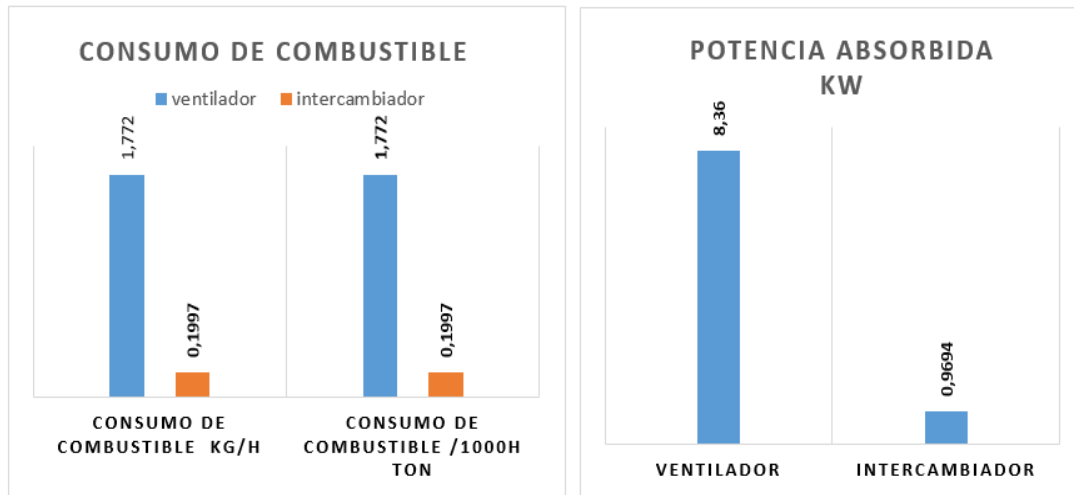


Fig. 5. Comportamiento del consumo de combustible y potencia absorbida en ventilador e intercambiador

3.4. Emisión de CO₂ (g) a la atmósfera

Teniendo en cuenta que 1 kg_{diésel} emite 3,17 gCO₂ (g). [12] y [13]. Con la modificación propuesta para una motobomba:

$$\text{Se dejan de emitir} = (1,572 \text{ kg}_{\text{diésel}}/\text{h}) (3,17 \text{ gCO}_2/\text{kg}_{\text{diésel}}) = 4,983 \text{ gCO}_2/\text{h} \quad (5)$$

$$\text{Para } 1000 \text{ h de explotación} = (10^3 \text{ h}) (4,983 \text{ gCO}_2/\text{h}) (1\text{kg CO}_2/10^3 \text{ gCO}_2) = 4,983 \text{ kgCO}_2 \quad (6)$$

Para una disminución de 1.572 kg_{diésel}, se evitó emitir 4,983 kg CO₂ al medio ambiente, para 1 motobomba con 1.000 horas de explotación.

Considerando que hay 137 motobombas funcionando 1000 h c/u.

$$\text{Se evita de emitir a la atm} = (4,983 \text{ kgCO}_2/\text{motobomba})(137_{\text{motobombas}}) = 682,671 \text{ kgCO}_2 \quad (7)$$

Según la OPEP el precio del barril de petróleo en nov23 cotizaba a 73,2 USD/barril [14], si 1 barril de petróleo contiene (entre 119 y 151 kg_{petróleo}), que serían unos 159 L_{petróleo}, de los cuales pueden generarse entre 73,7 y 82,3 L_{diésel} dependiendo de la densidad del petróleo [15]; de aquí la gran importancia que tiene para este país (no petrolero) cualquier ahorro de portadores energéticos.

4. Conclusiones

La sustitución del sistema de enfriamiento en los motores de combustión interna generó una reducción de las emisiones de (g) CO₂ al medio ambiente, y un significativo ahorro de combustible diésel.

A partir del nuevo sistema de enfriamiento analizado, se infiere un ahorro de recursos financieros, al no importar con el motor su ventilador y radiador, ya que en su lugar se instalarán intercambiadores de calor de tubo y coraza fabricados en el país.

Por lo expresado, fue viable, desde el punto de vista tecnológico y ambiental, la sustitución de los radiadores y ventiladores en los motores de combustión interna, por un sistema de intercambiador de calor de tubo y coraza, acoplado a cada bomba de agua.

Referencias

- [1] De Juana José María. *Energías renovables para el desarrollo*. Madrid, España: Editorial Paraninfo, 2013. [Consulta: 15/01/19]. ISBN: 978-84-2287-2864-7. Disponible en:

<https://books.google.com.cu/books?id=NyvcConR-xoC&printsec=frontcover&dq=inauthor:%22Jos%C3%A9+Mar%C3%ADa+de+Juana+Sard%C3%B3n%22&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwjF7OfgxdXiAhXJrFkKHdEiA9EQ6AEIJzAA#v=onepage&q&f=false>

- [2] Gil García Gregorio. *La Energía en cifras Perspectivas globales*. Ediciones técnicas Marcombo. 1ra edición, Alfaomega grupo editor S.A. de C.v., México. ISBN 978-607-707-616-2. Pag.76. Impreso en México (2020).
- [3] Theodore L. Brown, et al. *Química la Ciencia Central*. 12da. edición, Person Educación de México S.A. de C.V. ISBN 978-607-32-2237-2. Pag.762. Impreso en México (2021).
- [4] Schuldt Jürgen y Acosta Alberto. *Petróleo, rentismo y subdesarrollo: ¿una maldición sin solución?* Quito, Ecuador: Centro Andino de Acción Popular (CAAP) y Centro Latinoamericano de Ecología Social (CLAES), 2009. [Consulta: 20/02/19]. Disponible en: <http://extractivismo.com/2009/11/extractivismo-politica-y-sociedad/>
- [5] Guancha L. F., Ocampo E. M., Y Zuluaga A. Solución del problema de ruteo capacitado considerando efectos ambientales mediante una técnica híbrida. *Scientia et technica*, [en línea]. Pereira, Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira, 2015, Vol.20 Nro.3.
https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwjaj7el4tXiAhVHuVvKKhD4hBj0QFjAAegQIABAC&url=http%3A%2F%2Fwww.redalyc.org%2Fpdf%2F849%2F84943818002.pdf&usq=AOv Vaw0t_1riidkhD1CGM29rN05_
- [6] Alonso Marianela. *Gestión de riesgos en los procesos de la Oficina Nacional para el Uso Racional de la Energía, Sucursal Villa Clara*. Tesis Doctoral inédita. Universidad Central " Marta Abreu" de Las Villas, Cuba, 2016.
- [7] Gülich, J.F. *Bombas Centrífugas*. Berlín, Alemania: Ed Leipzig, 2008.
- [8] Maxfield, Brent. *Essential PTC® Mathcad Prime® 3.0: A guide for new and current users*. [PDF]. EE. UU: Academic Press, 2013. ISBN: 978-0-12-410410-5.
- [9] Flowserve. *Cameron Hydraulic Data*. Canadá: Edited by C.C. Heald, 2002.
- [10] Krasnosluokov E. A. Y Sukomiel A. S. *Problemas de Termo transferencia*. Moscú, Rusia: Editorial Mir, 1997.
- [11] Herrera O. y Blanco A. *Equipos de Transferencia de Calor*. La Habana, Cuba: Editorial Ediciones (IPSJAE), 1985.
- [12] Perry R. Y Chilton C. *Chemical Engineers' Handbook*. Tomo 2. La Habana, Cuba: Editorial Revolucionaria, 1979.
- [13] <https://connectedfleet.michelin.com/es/blog/calcular-emisiones-de-co2>. Consulta: 12/11/2023.
- [14] <https://www.bing.com/search?q=precio+del+barril+hoy&FORM=LGWQS1>. Consulta: 12/10/2023.
- [15] <https://www.bing.com/search?q=de+1+barril+de+petr%C3%B3leo+cuantos+litros+de+diesel+ puedo+ obtener &q=de+1+barril+de+petr%C3%B3leo+cuantos+litros+de+diesel+puedo+obtener &sc=10-62&sk=&cvid=5C05AF97F39F4DAAA1C70115EE7FE622 &ghsh=0&ghacc=0&ghpl=&showconv=1>. Consulta: 12/10/2023