



Combinación de procesos solución al envejecimiento de centrales termoeléctricas

Process combination solution to the steam power plant aging

Alberto Eduardo Calvo González^{1*} , Luis Enrique Iglesias Sáez¹ , Luis Manuel Aballe Infante¹ ,
Jorge E. Arango Gomez² , Roberto Vizcón Toledo³ , José Rodríguez Bertrán⁴ 

1. Universidad Tecnológica de La Habana, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. La Habana, Cuba.

2. Universidad Nacional de Colombia, sede Bogotá, Facultad de Ingeniería, Dpto. de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica. Bogotá, Colombia.

3. Universidad de Matanzas, Facultad de Ciencias Técnicas. Matanzas, Cuba.

4. Universidad de la Habana, Instituto Superior de Tecnologías y Ciencias Aplicadas, InsTEC. La Habana, Cuba.

*Autor de correspondencia: aeqcalvo@mecanica.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional](#)



Recibido: 1 de junio de 2025

Aceptado: 8 de agosto de 2025

Publicado: 10 de agosto de 2025

Resumen

La combinación de procesos es una solución al envejecimiento de centrales termoeléctricas porque permite aumentar la potencia y mejorar su eficiencia. En el lenguaje especializado se nombra Repotenciación (*Repowering*). El ciclo combinado diesel-vapor modifica la solución clásica de la repotenciación por ciclo combinado con turbinas de gas al ser sustituidas éstas por motores diesel. Esta investigación se llevó a cabo con el objetivo de evaluar cuantitativamente la combinación de procesos de centrales termoeléctricas con recalentamiento intermedio con grupos electrógenos diesel a fueloil como ciclo combinado diesel-vapor. Estos grupos están conectados eléctricamente al nodo de la central. El mono bloque escogido para este trabajo es de 100 MW con recalentamiento intermedio. Utilizando el calor de desecho

de los grupos electrógenos diesel a fueloil fueron propuestas tres variantes que sustituyen las extracciones de la turbina en el calentamiento del agua de alimentar como forma de repotenciación. Se calcularon y compararon tres variantes determinando en cada una su efectividad resultante. Otra variante original, que permite el aprovechamiento de todo el calor liberado por los gases de escape de los grupos electrógenos, también produce reducciones en el consumo de combustible y permite una mayor flexibilidad operativa, pero requiere un estudio más detallado.

Palabras claves: repotenciación por ciclo combinado, centrales termoeléctricas, grupos electrógenos diesel, grupos electrógenos diésel.

Abstract

The processes combination is a solution to the aging steam power plant because it allows to increase the power and to improve its efficiency. Named Repowering in the specialized technical language. The combined cycle diesel-steam modifies the classic solution of the Repowering by combined cycle with gas turbines when being when diesel motors are substituting these. The objective of this investigation was the quantitative evaluation of the reheat steam power plant processes combination with fuel oil-fired diesel gen sets as combined cycle diesel-steam. These gen sets are electrically connected to power station node. The unit chosen for this work is a 100MW reheat steam power station. Using the

waste heat from the fuel oil-fired diesel gen sets three alternatives were proposed substituting the turbine regenerative bleedings in heating feed water as repowering way. The three proposals cases were calculated and compared determining in each a resulting their effectiveness. Another original alternative, which allows the utilization of all the possible heat released by the gen-sets exhaust gases, also produces reductions and allows for greater operational flexibility, but it must be studied further in detail.

Key words: repowering by combined cycle, steam power plants, diesel generator sets.

Cómo citar este artículo, norma Vancouver:

Calvo González AE, Iglesias Sáez LE, Aballe Infante LM, Arango Gomez JE, Vizcón Toledo R, Rodríguez Bertrán J. Solución al envejecimiento de centrales termoeléctricas. Ingeniería Mecánica. 2025;28:e712. <https://goo.su/bLY87>

1. Introducción

Como cualquier instalación vital de generación eléctrica, que satisface las necesidades energéticas de la del país, estas unidades de vapor antiguas con la caldera deteriorada han suscitado inquietudes sobre su fiabilidad. Para evitar cortes de suministro inesperados, la potencia máxima de cada unidad se ha reducido. Esta reducción

busca aumentar la fiabilidad de la central y evitar cortes de suministro de emergencia, y garantizar que la instalación pueda seguir funcionando y abastecer de electricidad a la región durante años. Pero aumenta proporcionalmente el consumo específico de combustible. La repotenciación por ciclo combinado es el modo más usado para compensar la disminución de potencia o aumentarla en las termoeléctricas con años de explotación. También puede mejorar la eficiencia térmica de la planta, reduciendo los costos de la inversión y los contaminantes medioambientales.

Haciendo un análisis de lo publicado al respecto se encontró una exposición pormenorizada de todas las formas de abordar la repotenciación (repowering) por ciclo combinado gas-vapor se muestra en [1]. Un análisis termodinámico basado en la segunda ley del ciclo combinado Brayton/Rankine de recalentamiento se presenta en [2]. En [3] se aumenta la eficiencia añadiendo otra turbina de gas, y en [4] se demuestra la economicidad de la repotenciación por turbina de gas.

La conveniencia de instalar grupos electrógenos diésel a fueloil (mazut) como ciclo combinado diésel-vapor quedó demostrada en [5] combinando ambos ciclos, el de vapor de la termoeléctrica y el diésel del grupo electrógeno. Habiendo disminuido de esta forma el consumo de específico de combustible del ciclo de vapor en un 15,7 %, en una planta de 64 MW y sin recalentamiento intermedio. El análisis de pre factibilidad dio para esta solución un Período de Recuperación (PR) de 2 años, 1 mes y 16 días. El ciclo combinado diésel-vapor como re potenciación de la central a vapor modifica la solución clásica de la re potenciación por ciclo combinado con turbinas de gas al ser sustituidas éstas por motores diésel. La versión más cercana a la repotenciación por ciclo diésel-vapor es la sustitución de los calentadores regenerativos del agua de alimentar (Feed Water Heating Repowering, FWHR). Empleando el análisis exergético en una central de 320 MW en [6] se refuerza esta forma de llevar acabo la repotenciación, la de sustituir el calentamiento regenerativo del agua de alimentar, pero utilizan en la repotenciación turbinas de gas, el ciclo combinado gas-vapor. Un enfoque de segunda ley para el análisis termodinámico del ciclo de potencia combinado Brayton/Rankine de en [7], en [8] se plantea que; en general los resultados demuestran que la repotenciación (repowering) sustituyendo el sistema de calentamiento del agua de alimentación puede ser una estrategia eficaz para aumentar la eficiencia y la potencia de las centrales eléctricas de vapor convencionales. Analizando trabajos más recientes, en [9] se hace una exposición pormenorizada de todas las formas de abordar la repotenciación por ciclo combinado gas-vapor pero aplicada a una planta de 300 MW. De forma semejante se hace en [10] donde utilizan el software Gatecycle™. La solución de repotenciación de centrales termoeléctricas por ciclo diésel-vapor no se ha encontrado en la bibliografía consultada de otros autores.

Se ha buscado en la literatura las variantes utilizadas en la recuperación de calor en motores diésel y se encuentra una generalización de los métodos empleados en la recuperación de energía en motores de combustión interna [10], pero en ninguna para aprovecharlo en centrales termoeléctricas. Principalmente lo utilizan en ciclos de pequeña potencia y en ciclos Rankine orgánicos [11-14], también utilizando materiales de cambio de fase nano mejorados alojados en un intercambiador de calor de placas [15] y las técnicas del estado sólido como la generación termoeléctrica [16].

Con el mismo propósito de disminuir el consumo de combustible ha surgido una variante nueva de entregar calor en el calentamiento del agua de alimentar en este caso con la radiación solar. El primero de los artículos fue utilizado el término solar repowering (repotenciación solar) por la semejanza y cumplía con la idea fundamental [17] y por eso fue encontrado, y los últimos publicados [18-20] también estudian la posibilidad de disminuir el consumo de combustible.

La investigación se llevó a cabo con el objetivo de evaluar cuantitativamente la combinación de procesos de centrales termoeléctricas con recalentamiento intermedio con grupos electrógenos diésel a fueloil como ciclo combinado diésel-vapor. Estos grupos están conectados eléctricamente al nodo de la central. La central objeto de estudio para este trabajo es una de 100 MW cuyas características son: el bloque está compuesto por un generador de vapor tipo BKZ.340/29-M, con una capacidad nominal de 340 t/h de vapor sobrecalentado a unas condiciones de presión de 14,2 MPa (140 atm) y de temperatura de 545 °C. La turbina es del tipo K-100-340/29-M y consta de tres cilindros: un cilindro de alta presión (CAP), un cilindro de media presión (CMP) y un cilindro de baja presión (CBP), con una potencia eléctrica nominal de 100 MW.

Las características de los grupos electrógenos instalados, MAN 18V48/60, según los datos técnicos del fabricante poseen una potencia nominal de 18,9 MW, produciendo un flujo másico de gases de escape para dicha potencia nominal de unos 37 kg/s (133,2 t/h), con un consumo específico de combustible de 180 g/kWh, lo que significa que serían 0,945 kg/s (3,40 t/h) de combustible consumido. Cada motor emplea 0,945 kg/s (1 ton/h) de vapor saturado a 1,247MPa (12,24 atm) para calentar las Trazas, las centrifugas, el calentador de Fueloil, el sistema buster, los tanques de fueloil y diésel. En la caldera recuperadora empleada para generar el vapor con el que se calientan los componentes antes mencionados de cada grupo electrógeno, el agua de alimentar llega a una temperatura de (90-110 °C). Por lo que se tendrá un flujo másico de gases de escape disponible para el intercambio de calor en los calentadores regenerativos equivalente a 33,69 Kg/s (121,3 t/h) por cada motor. Con una extracción de los gases de escape de 360 °C y una temperatura de rocío inferior a 170 °C. Estos grupos electrógenos trabajan con motores de combustión interna con eficiencias elevadas, porque tienen una primera recuperación de los gases de escape comprimiendo el aire entrante, lo que provoca que los gases de escape no tengan tan altas temperaturas como podrían ser los producidos por una turbina de gas.

2. Métodos

Se utiliza el método de simulación termodinámica del Esquema Térmico Principal (ETP) propuesto calculando y precisando los valores de las características del mismo. En la figura 1, se muestra el esquema térmico principal del bloque, y los datos de cada punto del ETP son mostrados en la tabla 1. El cálculo del ETP se realiza inicialmente a partir del balance térmico y se determina el flujo de vapor principal D_0 necesario a la turbina para producir esa potencia, relacionado con los demás flujos D_i de las extracciones regenerativas a través de sus fracciones, donde cada fracción α_i que es el cociente entre el flujo que va a la extracción D_i y D_0 . Los resultados se muestran en la tabla 2 que aparece a continuación. Posteriormente se calculan las sustituciones propuestas para los ciclos combinados, hallar sus características y la disminución de consumo que provocan.

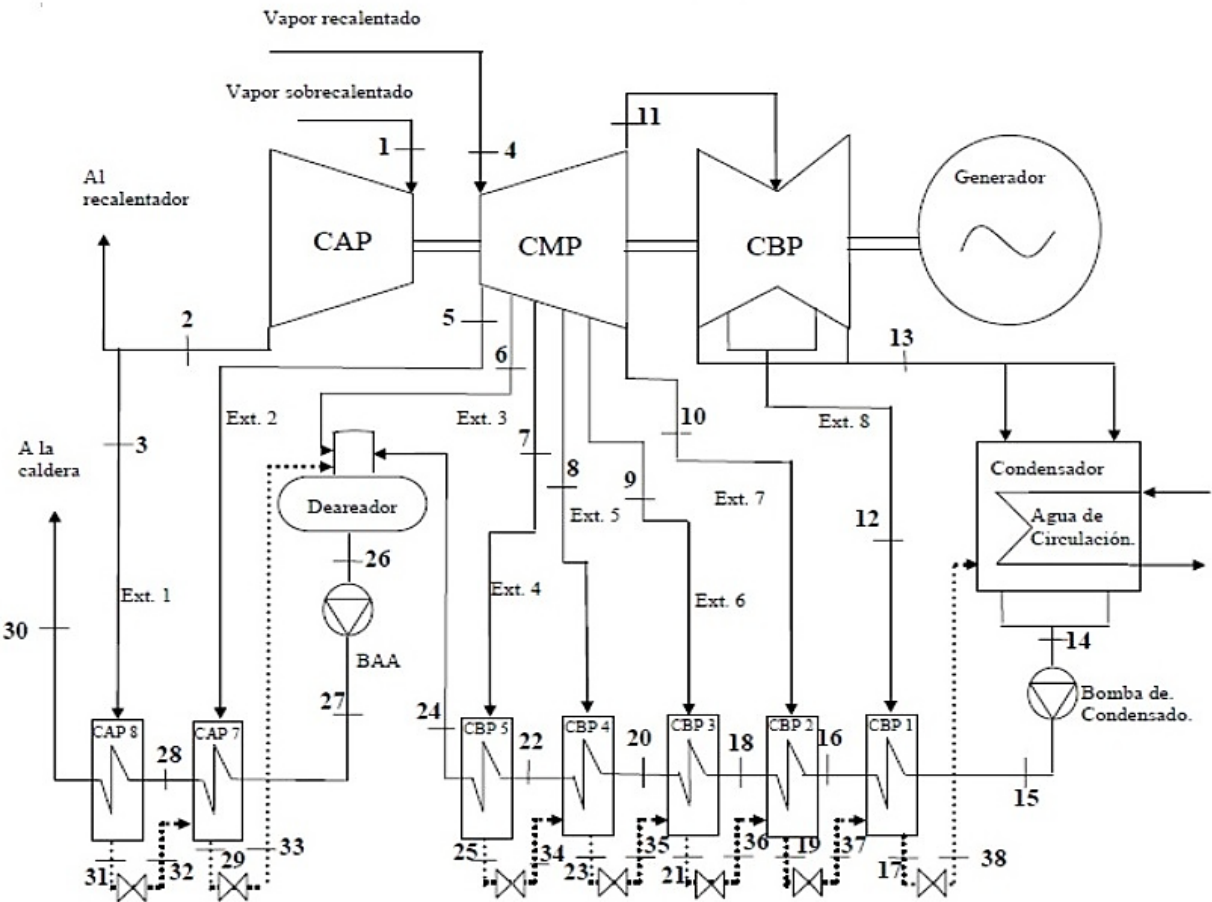


Fig. 2. Esquema térmico principal del bloque escogido para el estudio. Fuente: autores

Tabla 1. Valores de las propiedades de cada punto del ETP de 100 MW objeto de estudio. Fuente: autores

Punto de referencia ETP 100 MW	MPa	Ata	t °C	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Flujo (kg/h)
1. Salida de la caldera	13,730	140,00	545,0	3447,60	6,55	318700
1'.Salida caldera (pérdidas tuberías)	12,750	130,00	540,0	3445,10	6,58	318700
2. Salida cilindro de alta presión	3,004	30,63	349,0	3112,30	6,73	-
3. Extracción # 1	2,884	29,40	348,0	3112,70	6,75	23084
4. Vapor recalentado	2,632	26,83	545,0	3561,30	7,42	
4' Vapor recalentad (pérdidas tuberías)	2,632	26,83	540,0	3550,10	7,40	283222
5. Extracción # 2	1,544	15,74	463,0	3392,00	7,44	17606
5'. Extracción # 2 en CA7	1,466	14,95	462,0	3390,80	7,46	20219
6. Extracción # 3	0,884	9,02	386,0	3236,30	7,47	1449
6'. Extracción # 3 en desaierador	0,884	9,02	386,0	3236,30	7,47	4875
7. Extracción # 4	0,560	5,71	331,0	3127,20	7,51	8659
7'.Extracción # 4 en CB 5	0,526	5,37	326,8	3119,20	7,52	8659
8. Extracción # 5	0,337	3,44	273,0	3013,40	7,54	8339
8'.Extracción #5 en CB 4	0,313	3,20	268,9	3005,70	7,56	8339
9. Extracción # 6	0,191	1,95	213,0	2897,10	7,57	8946
9'.Extracción # 6 en CB 3	0,176	1,80	208,3	2888,40	7,59	8946

Punto de referencia ETP 100 MW	MPa	Ata	t °C	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Flujo (kg/h)
10. Extracción # 7	0,101	1,03	155,0	2786,30	7,62	10683
10'. Extracción # 7 en CB 2	0,091	0,93	148,7	2774,70	7,64	10683
11. Salida del CMP	0,101	1,03	155,0	2786,30	7,62	220910
12. Extracción # 8	0,036	0,37	75,0	2634,9	7,70	579
12'. Extracción # 8 en CB 1	0,029	0,30	69,2	2624,8	7,77	3520
13. Salida del CBP	0,009	0,09	45,1	2482,37	7,85	220331
14. Salida del condensador	0,009	0,09	43,7	183,00	0,62	248663
15. Salida bomba de condensado	1,765	18,00	46,7	197,10	0,66	248663
15'. Entrada del calentador # 1	1,471	15,00	51,0	214,8	0,72	223983
16. Salida del calentador #1(entrada del calentador #2)	1,373	14,00	65,3	274,5	0,90	223983
16'. Cámara mezcla #3	1,373	14,00	66,1	277,8	0,91	255632
17. Drenaje del calentador # 1	0,032	0,32	71,1	297,6	0,97	31649
18. Salida del calentador # 2	1,275	13,00	91,0	382,1	1,20	255632
19. Drenaje del calentador # 2	0,090	0,92	97,3	407,7	1,28	28129
20. Salida del calentador # 3	1,177	12,00	111,6	468,9	1,44	255632
21. Drenaje del calentador # 3	0,173	1,76	116,3	488,1	1,49	17446
22. Salida del calentador # 4	1,079	11,00	131,0	551,2	1,64	255632
22'. Cámara mezcla #4 (entrada del calentador #5)	1,079	11,00	131,3	552,5	1,65	272630
23. Drenaje del calentador # 4	0,308	3,14	135,1	568,2	1,69	16998
24. Salida del calentador # 5	0,981	10,00	149,6	630,9	1,84	272630
25. Drenaje del calentador # 5	0,516	5,26	153,8	648,7	1,88	8659
26. Salida del desaireador	0,588	6,00	158,1	667,3	1,92	338609
27. Salida de bomba de alimentar	19,000	193,70	160,7	689,8	1,93	325074
28. Entrada al calentador # 8	18,852	192,20	193,2	830,2	2,24	325074
29. Drenaje Calentador alta presión # 7	0,692	7,06	165,6	698,7	2,00	43303
30. Entrada a la caldera	18,707	190,70	236,6	1024,3	2,64	325074
31. Drenaje calentador alta presión # 8	1,407	14,34	196,2	835,3	2,29	23084

Tabla 2- Resultados del cálculo del ETP. Fuente: autores

$\alpha_1 = D_1/D_0$	0,095
$\alpha_2 = D_2/D_0$	0,054
$\alpha_3 = D_3/D_0$	0,015
$\alpha_4 = D_4/D_0$	0,029
$\alpha_5 = D_5/D_0$	0,035
$\alpha_6 = D_6/D_0$	0,029
$\alpha_7 = D_7/D_0$	0,034
$\alpha_8 = D_8/D_0$	0,016
$W_{indicada}$ (potencia INDICADA del vapor)	104,10 MW
$W_{mecánica}$ (potencia al eje)	101,01 MW
$W_{eléctrica}$ (potencia bornes de generador)	99,98 MW
W_{CAP} (cilindro baja presión INDICADA)	18,83 MW
W_{CMP} (cilindro media presión INDICADA)	55,81 MW
W_{CAP} (cilindro alta presión INDICADA)	29,46 MW
η_M (eficiencia mecánica)	0,98
η_{ge} (eficiencia generador eléctrico)	0,98
η_{em} (eficiencia electro-mecánica)	0,96

En las propuestas de ciclos combinados que a continuación se presentan, los gases de escape de los motores diésel calientan el flujo de agua alimentar en calentadores diseñados al efecto, sustituyendo los calentadores regenerativos de esa variante propuesta. Se proponen tres variantes:

1. Sustitución de las extracciones 4, 5, 6, 7 y 8 que alimentan a los calentadores de baja presión excepto el desaireador.
2. Sustitución de las extracciones 1 y 2 que alimentan a los calentadores regenerativos de alta presión

3. Sustitución de las extracciones 4 y 5 que alimentan a dos calentadores regenerativos de baja presión además de las extracciones 1 y 2, correspondientes a los calentadores de alta

Análisis de cada una de las variantes

Variante 1. Sustitución de todos los calentadores de baja presión excepto el desaireador

Al eliminar las extracciones 4, 5, 6, 7 y 8 se modificarán los flujos de trabajo para el ciclo. A continuación, se procede a re calcular las fracciones de vapor para esta modificación. Al eliminar las extracciones 4, 5, 6, 7 y 8 se modificarán los flujos de trabajo del ciclo. A continuación, se procede a re calcular las fracciones de vapor para esta modificación siguiendo la metodología expuesta con anterioridad. Las fracciones de vapor 1, 2 y 3, no varían siguen siendo $\alpha_1 = 0,09511969$, $\alpha_2 = 0,054411687$, $\alpha_3 = 0$.

El vapor principal necesario para la turbina manteniendo esa misma potencia, se calcula mediante la ecuación (1) que es ecuación de la potencia de la turbina, en este caso modificada tomando en consideración las extracciones que se eliminan en esta variante 1:

$$W_{turbina} = D_0^{45678} [(h_1 - h_2) + (1 - \alpha_1)(h_4 - h_5) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_5 - h_6) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_6 - h_{11}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{11} - h_{13})] \quad (1)$$

Donde: D_0^{45678} es el flujo de vapor que consume la turbina, $W_{turbina}$ es potencia de la turbina, h las entalpías y α_i las fracciones de las extracciones correspondientes.

Manteniéndose la potencia de la turbina en 104102 kW, sustituyendo valores se obtiene el flujo de vapor necesario es de 302736,22 kg/h. y el consumo de combustible es, $B = 23860,85$ kg/h y el consumo específico de combustible (b) de 229,21 g/kWh, para lo cual la eficiencia del bloque η_{bloque} es de 36 %.

El calor requerido en los nuevos calentadores de baja presión, sustitutivos, será de 28900,30 kW obtenido por balances de energía en el ETP para las nuevas condiciones.

El flujo másico de gases de escape disponible por cada motor para el intercambio de calor en los calentadores regenerativos equivalente a 121,3 t/h (33,69 kg/s). La cantidad de calor de desecho que se puede obtener de cada motor es igual al flujo de gases por su calor específico, que queda determinado por su composición, y por la diferencia de temperaturas, lo cual queda resumido en la ecuación (2)

$$\dot{Q}_{reg} = G_{gases} \cdot c_p (T_{e.motor} - T_{s.motor}) \quad (2)$$

Donde $\dot{Q}_{reg}$ es el flujo de calor necesario que deben suplir los gases de escape, G_{gases} el flujo de gases necesario y T las temperaturas con que sale del motor y de salida del calentador.

Por lo que se necesitarían 4,7 motores, es decir, se necesitarán 5 motores para suplir el flujo de calor necesario en los calentadores.

Variante 2 -Sustitución de los calentadores de alta presión

Determinación del flujo de vapor requerido para producir 100 MW si se eliminan las extracciones 1 y 2. Al re calcular el resto de las fracciones de vapor mediante el cálculo del ETP, se obtiene que: $\alpha_3 = 0,019197$, $\alpha_4 = 0,0336355$, $\alpha_5 = 0,04092$, $\alpha_6 = 0,034639$, $\alpha_7 = 0,040375$, $\alpha_8 = 0,018892$. Manteniendo la generación en 104102 kW el flujo de vapor que tiene que recibir la turbina es de 285376,25 kg/h, luego el consumo de combustible es de $B = 22832,08$ kg/h y el consumo específico equivalente a 219,32 g/kWh, entonces la eficiencia del bloque es de $\eta_{bloque} = 38$ %.

Calor requerido en los nuevos calentadores de alta presión

Realizando un balance de energía en los nuevos calentadores de alta presión #7 y #8 se obtiene que el calor requerido es de 26516,21 kW. Por lo tanto la cantidad de motores diésel necesarios para satisfacer la demanda de calor se calcula utilizando la ecuación (3), despejando el flujo de gases queda:

$$G_{gases} = \frac{\dot{Q}_{reg}}{c_p (T_{e.motor} - T_{s.motor})} \quad (3)$$

$$G_{gases} = \frac{26516,21 \text{ kW}}{1,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (360^\circ\text{C} - 170^\circ\text{C})} = 128,9 \text{ kg/s} = 464,34 \text{ ton/h}$$

Por lo que el número de motores conociendo que cada uno aportará 33,69 kg/s, será 3,83, se necesitaran 4 motores para garantizar el flujo de calor necesario por la sustitución de las extracciones de alta presión 1 y 2.

Variante 3. Sustitución de los calentadores #4 y #5 simultáneamente con los calentadores de alta presión

Si se eliminan en total 4 extracciones, la 1, 2, 4 y 5, por lo que las fracciones de vapor correspondientes $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ y α_4 son eliminadas también. Al re calcular el resto de las fracciones de vapor se obtiene que: $\alpha_5 = 0,019197$, $\alpha_6 = 0,037480$, $\alpha_7 = 0,04368$, $\alpha_8 = 0,020441$. Por lo que para determinar el nuevo flujo de trabajo en la ecuación (1) de la turbina ajustada para esta variante 3 se obtendría que la ecuación (1):

$$\dot{W}_{turbina} = D_0^{1245} [(h_1 - h_2) + (h_4 - h_6) + (1 - \alpha_3)(h_6 - h_9) + (1 - \alpha_3 - \alpha_6)(h_9 - h_{10}) + (1 - \alpha_3 - \alpha_6 - \alpha_7)(h_{11} - h_{12}) + (1 - \alpha_3 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8)(h_{12} - h_{13})] \quad (1)$$

Sustituyendo valores tenemos que: $D_0^{1245} = 27676,41 \text{ kg/h} = 7,68 \text{ kg/s}$ y el nuevo consumo de combustible correspondiente $B = 6,15 \text{ kg/s}$ (22,14 y/h). Entonces, el consumo específico de combustible correspondiente es 212,70 g/kWh. La eficiencia del bloque será de 0,39, es decir 39 %

Calor requerido en los nuevos calentadores de alta presión

Realizando un balance de energía en los nuevos calentadores de alta presión #7 y #8, para ésta circunstancia de haber sido eliminados el #4 y el #5, se obtiene la cantidad de calor necesaria a suministrar el 7 es de 140,4 kJ/kg y en el 8 es de 194,1 kJ/kg y el 5 es de 76,9 kJ/kg y el 4 es de 80,74 kJ/kg. Por lo tanto el total a suministrar por los gases de escape es de 492 kJ/kg. Considerando el flujo de agua de alimentar como 76,878 kg/s (27,67 t/h) el calor total necesario es de 37834,77 kJ/s.

La cantidad de motores diésel necesarios para satisfacer la demanda de calor se calcula por la ecuación (3), despejando el flujo de gases G_{gases} como el caso anterior:

$$G_{gases} = \frac{\dot{Q}_{reg}}{c_p(T_{e.motor} - T_{s.motor})} \quad (3)$$

$$G_{gases} = \frac{37834,77 \text{ kW}}{1,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (360^\circ\text{C} - 170^\circ\text{C})} = 184,038 \text{ kg/s} = 662,540 \text{ ton/h}$$

Por lo que el número de motores necesarios serán:

$$n_{motor} = \frac{B_{gasesnecesario}}{B_{gases c/motor}} = \frac{184,038 \text{ kg/s}}{33,69 \text{ kg/s}} = 5,46$$

Se necesitarán un total de 6 motores para suplir el flujo de calor requerido.

3. Resultados y Discusión

El análisis comparativo de los resultados obtenidos en las tres variantes estudiadas se muestra en la tabla 3:

Tabla 3. Resumen de los resultados de las tres variantes calculadas. Fuente: autores

Variante	Eficiencia del bloque η	Consumo específico en cada variante g/kWh	Porcentaje que representa %	Porcentaje de Disminución %	No. de motores	Potencia Total del conjunto
1. CBP	0,36	229,21	94,5	5,50	5	194,5
2. CAP	0,38	219,32	90,80	9,20	4	175,6
3. CBP 5 y 4 + CAP	0,39	212,70	88,00	11,85	6	213,4
Valores originales	0,35	241,29	100,00	0,00	-	100,0

Es evidente que todas las variantes disminuyen el consumo específico de combustible, cumplen con el objetivo trazado. El porcentaje de disminución crece con el número de la variante: 5,5; 9,2; 11,85 %. La mejor opción de repotenciación es mediante la sustitución de los calentadores de alta presión y de los de baja presión 4 y 5 con un porcentaje de disminución del 11,85 %, pero eso significa que están funcionando 6 motores, 6 x 18,9 MW (113,4 MW) produciendo el conjunto vapor + diésel 213,4 MW. La variante 3 se asemeja a los resultados obtenidos en las referencias [3, 11]. La segunda variante con 4 motores es la segunda también por el porcentaje que disminuye y los cuatro motores producen 75,6 MW, para un total de 175,6 MW. La primera variante es la que menor ahorro produce y necesita de 5 motores y produce en conjunto 194,5 MW. Dependiendo de la carga asignada a la planta (turbina de vapor + motores) podrá ser disminuido el consumo de combustible en la central

a vapor o mono bloque. Pero la conclusión más importante es que todas las variantes disminuyen el consumo específico de combustible. Esta es una repotenciación menos costosa porque los motores están ya instalados el único gasto sería en los calentadores sustitutos y las tuberías de conexión. Continuando el análisis podemos apreciar el comportamiento de los fluidos en los calentadores nuevos y podemos ver en el perfil de temperatura de ambos fluidos en la figura 3.

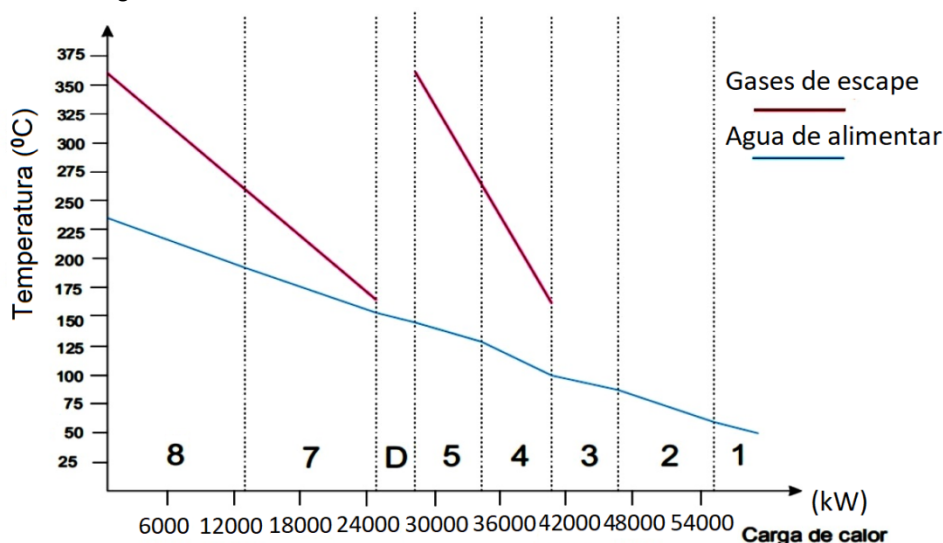


Fig. 3. Perfil de temperaturas en los intercambiadores de calor. Fuente: autores

Como se observa en la figura 3, la inclinación de la curva del fluido calentador para la sección de alta presión es menor que en la de baja presión. Se observa también que las pérdidas exergéticas, aunque no fueron calculadas, son menores en los intercambiadores de alta presión, debido a la menor diferencia de temperatura existente entre los flujos caliente y frío. No obstante en las variantes estudiadas se desperdicia gran cantidad de calor en los gases de escape, esto es se puede apreciar en el cálculo del número de motores necesarios para suplir la demanda de flujo de calor, que siempre resulta un número fraccionario.

Una última alternativa que se debe analizar para evitar tales pérdidas es la utilización de todo el calor contenido en los gases de escape de cada motor para el calentamiento del flujo del agua de alimentación, paralelo desde la temperatura con que sale del condensador hasta la entrada a la caldera.

Utilización de todo el calor posible liberado por los gases de escape de los grupos electrógenos

Para ello se determinará qué ocurre si se van activando los motores de uno en uno hasta que todo el calor absorbido por el flujo de trabajo en los sistemas de baja y de alta presión sea suministrado por los gases de escape. Para ello se debe suponer que el bloque se encuentra produciendo potencia con los parámetros de diseño para la carga nominal, si se incrementa la demanda, entonces sería necesario la puesta en marcha de los motores de forma gradual según se necesite. El calor suministrado por un motor cuyo flujo es de 33,69 kg/s (121,3 t/h) se calcula por la ecuación (4) y sería equivalente a:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{gases.motor} &= G_{gases} \cdot c_{p.gases} (T_{e.motor} - T_{s.motor}) \\ \dot{Q}_{gases.motor} &= 33,69 \text{ kg/s} \cdot 1,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (360^\circ\text{C} - 170^\circ\text{C}) \\ \dot{Q}_{gases.motor} &= 6926,90 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4)$$

Para determinar el flujo másico que puede ser calentado por esta cantidad de calor hasta la entrada de la caldera, es necesario comprender que dicho flujo sería separado a la entrada del calentador regenerativo #1, devuelto a la línea principal para su paso por el desaireador y posteriormente calentado por los gases de escape hasta la entrada de la caldera. Quedando como se puede apreciar en la figura 4.

Como se puede observar en la figura 4, se simplificó la sección del esquema térmico de interés, además, se modificó el sistema de drenajes en los calentadores de baja presión para simplificar los cálculos pertinentes. Una vez se extrae del flujo principal determinada cantidad de agua para su respectivo calentamiento mediante gases de escape, las extracciones requeridas por los calentadores regenerativos disminuyen, disminuye entonces el flujo de vapor Do que se expandirá a través de la turbina para producir 100 MW. Este disminuye en la medida de que se disminuyan las extracciones de vapor destinadas al calentamiento del agua de alimentar.

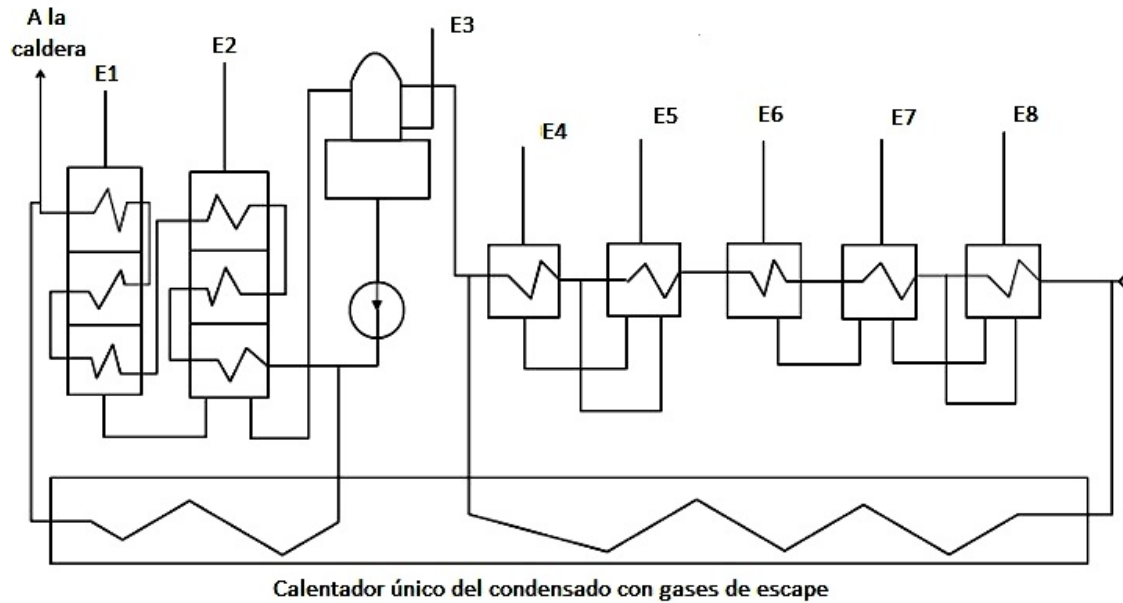


Fig. 4. Esquema simplificado de calentamiento sin sustituir calentadores. Fuente: autores

Como se observa en la figura 5, para un calentador de contra flujo se puede plantear la ecuación (5) donde se iguala el calor aportado por los gases al recibido por el agua de alimentar tenemos que:

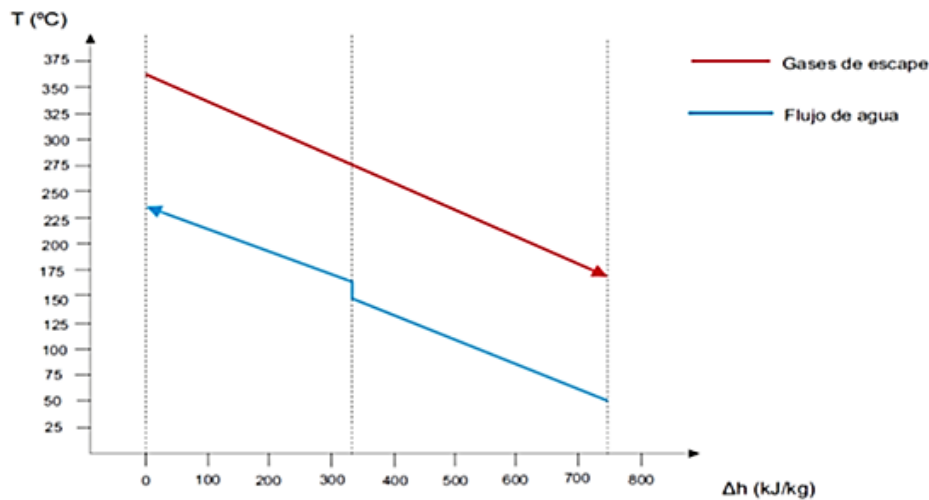


Fig. 5. Perfil de temperaturas en calentador regenerativo de gases de escape. Fuente: autores

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{gases.motor}} &= \dot{Q}_{\text{abs.agua}} \quad (5) \\ G_{\text{gases}} \cdot c_{p,\text{gases}}(T_{e,\text{motor}} - T_{s,\text{motor}}) &= D_{aa} \cdot (\Delta h) \end{aligned}$$

Por lo que es posible determinar el flujo de agua que puede ser totalmente calentado por los gases de escape de un motor hasta el punto de entrada de la caldera. Sustituyendo en (5) tenemos:

$$\begin{aligned} 6926,90 \text{ kW} &= D_{\text{agua.reg}} \cdot (750,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ D_{aa} &= 9,2284 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \end{aligned}$$

Como es posible observar, con la disminución del flujo de agua que pasa a través de los calentadores regenerativos de vapor, la eficiencia aumentó un 1 % y el consumo específico de combustible disminuyó en 6,82 g/kWh. Dado que estos resultados se obtuvieron solamente con los gases de escape generados por un motor, es evidente que los beneficios de esta variante son innegables. El comportamiento de los parámetros del bloque según el número de motores en funcionamiento se muestra en la tabla 4.

Como es evidente a pesar de ser una variante muy beneficiosa para la central termoelectrica, se obtienen mejores resultados al eliminar completamente las extracciones de vapor de los calentadores de alta presión y de

los calentadores de baja presión 5 y 4. No obstante, es necesario hacer un análisis más exhaustivo desde el punto de vista económico.

Tabla 4. Comportamiento de los parámetros del bloque según el número de motores funcionando. Fuente: autores

Número de motores	1	2	3	4	5	6
α_1	0,077	0,069	0,060	0,051	0,042	0,033
α_2	0,044	0,039	0,034	0,028	0,023	0,018
α_3	0,016	0,016	0,017	0,017	0,018	0,018
α_4	0,025	0,022	0,020	0,017	0,014	0,011
α_5	0,025	0,023	0,020	0,017	0,014	0,011
α_6	0,027	0,024	0,021	0,019	0,016	0,012
α_7	0,031	0,028	0,025	0,022	0,018	0,015
α_8	0,014	0,013	0,012	0,010	0,009	0,007
$\eta_{inst.elect}$	0,36	0,36	0,370	0,370	0,380	0,380
$D_0(\text{kg/s})$	85,80	84,46	83,16	81,87	80,61	79,37
g/kWh	234,47	231,16	227,90	224,70	221,55	218,46
Porción del valor original	0,97	0,958	0,94	0,93	0,918	0,905
Ahorro	0,03	0,042	0,06	0,07	0,082	0,095
% Ahorro	3	4,2	6	7	8,2	9,5
Potencia total del conjunto	118,9	137,8	156,7	175,6	194,5	213,4

Conclusiones

Se ha demostrado que la combinación de procesos de centrales eléctricas de vapor con recalentamiento intermedio del vapor con grupos electrógenos diésel alimentados con fueloil, como ciclo combinado diésel-vapor, reduce el consumo de combustible de la central.

El análisis de los resultados muestra que cualquiera de las tres variantes produce el efecto deseado de reducción del consumo de combustible en la central.

La variante que más produce el efecto deseado es la tercera, que sustituye los calentadores de alta presión 7 y 8 por los de baja presión 4 y 5. Esto requiere el funcionamiento de seis motores.

La última variante que no desperdicia calor recuperable también produce ahorros semejantes y tiene una mayor flexibilidad de operación pudiendo ajustar la carga más fácilmente, esta última variante es la novedad que debe ser estudiada en detalle, variando la carga a cubrir.

Referencias

1. Stoll HG, Smith RW, Tomlinson LO. Performance and economic considerations of repowering steam power plants. GER-3644D. GE Industrial & Power Systems, 1996.

2. Khaliqa A; Kaushikb S. Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat. Applied Energy. 2004;78:179-197. DOI: 10.4236/sgre.2010.13019.

3. Carapellucci R, Milazzo A. Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration, Energy Conversion and Management. 2007;48:1690–1600, DOI:10.1016/j.enconman.2006.11.024.

4. Mehrpanahi A, Hosseinalipour SM, Mobini K. Investigation of the effects of repowering options on electricity generation cost on Iran steam power plants, International Journal of Sustainable Energy.2011;32(4):1-15, DOI: 10.1080/14786451.2011.622762

5. Calvo González AE, Vizquerra Rojo V. Ciclo combinado Diésel-Vapor como repowering de una central termoeléctrica: caso de estudio, Ingeniería Energética. 2014;XXXV(2):122–130

6. Adeli J, Niknejadi M, Toghraie D. Full repowering of an existing fossil fuel steam power plant in terms of energy, exergy, and environment for efficiency improvement and sustainable development. Environ Dev Sustain. 2020;22:5965-5999. https://doi.org/10.1007/s10668-019-00461-x

7. Mitrović D, Ignjatović M, Stojanović B, Janevski J, Škundrić J. Energy analysis of repowering steam power plants by feed water heating, factauniversitatis. Series: mechanical engineering. 2022;20(1). <https://doi.org/10.22190/FUME200218017M>

8. Naeimi J, Biglari M, Zirak Gavzan IJ. Enhancing conventional steam power plant performance through feed water heating repowering. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. 2024;46. <https://doi.org/10.1080/15567036.2023.2277364>

9. Harutyunyan A, Badyda K, Wołowicz M. Analyzing of different repowering methods on the example of 300 MW existing steam cycle power plant using gatecycle™ software. Energy. 2025;314(1):134228. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134228>

10. Noor AM, Puteh RC, Martinez Botas R, Rajoo S,Romagnoli A, Basheer UM. Technologies for Waste Heat Energy Recovery from Internal Combustion Engine: A Review. In: International Conference on New Trends in Multidisciplinary Research & Practice. Istanbul, Turkey; 2015. DOI: 10.13140/RG.2.2.14893.90084

11. Qu J, Feng Y, Zhu Y, Zhou S, Zhang W. Design and thermodynamic analysis of a combined system including steam Rankine cycle, organic Rankine cycle, and power turbine for marine low-speed diésel engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management. 2021;245:114580. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114580>

12. Da Li, Qiang Sun, Ke Sun, Guodong Zhang, ShuzhanBai, Guoxiang Li. Diésel engine waste heat recovery system comprehensive optimization based on system and heat exchanger simulation. Open Physics. 2021;19: 331–340. <https://doi.org/10.1515/phys-2021-0039>

13. Rijpkema J, Erlandsson O, Andersson SB, Munch K. Exhaust waste heat recovery from truck engine. *Energy*. 2022;238:121698. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121698>
14. Bari S, Randhawa T. Waste Exhaust eat Recovery in Diésel Engine by Using Optimum Design and Rankine Cycle. SAE Technical Paper. <https://doi.org/10.4271/2023-01-0944>
15. Soliman S, Zhu S, Xu L, Dong J, Cheng P. Efficient waste heat recovery system for diésel engines using nano-enhanced phase change materials. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021;14:101390. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101390>
16. Khayum N, Anbarasu S, Murugan, S. Optimizing waste heat recovery in a dual-fuel diésel engine through thermoelectric. *J. Renewable Sustainable Energy*. 2024;16:6. <https://doi.org/10.1063/5.0237606>
17. Zekiylmazoğlu M, Durmaz A, Baker D. Solar repowering of Soma-A thermal power plant. *Energy Conversion and Management*. 2012;64:232-237. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.04.019>
18. Iotaibi S, Alotaibi F, Ibrahim OM. Solar-assisted steam power plant retrofitted with regenerative system using Parabolic Trough Solar Collectors. *Energy Reports*. 2020;124-133. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2019.12.019>
19. Almutairi K, Nazari MA, Salem M, Rashidi MM, Padmanaban SM, El Haj A, A review on applications of solar energy for preheating in power plants. *Alexandria Engineering Journal*. 2022;61(7):5283-5294. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.10.04>
20. Bari SA, Fuad M, Labib KF, Ehsan MM, Khan Y, Hasan MM. Enhancement of thermal power plant performance through solar-assisted feed water heaters: An innovative repowering approach. *Energy Conversion and Management*. 2024:100550. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100550>

Editores:

Alberto Julio Rodríguez Piñeiro, Vladimir T. González Fernández.
Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría

Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

Contribución de los autores

Alberto Eduardo Calvo González.

Trabajó en el diseño teórico de la investigación y de los modelos, recolección de los datos, análisis de los resultados, además de las figuras y tablas según los estándares establecidos para el artículo, contribuyó en criterios, también participó en la recopilación de datos e informaciones, en actualización de datos técnicos usados en el artículo, así como la búsqueda y recopilación de información, para contribuir en la conformación y actualización de referencias bibliográficas, así como en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del trabajo final.

Luis Enrique Iglesias Sáez.

Participó en la concepción, organización, ordenamiento y la redacción del trabajo; además de las figuras y tablas según los estándares establecidos para el artículo, así como contribuyó en criterios, análisis y también participó en la recopilación de datos e informaciones, en el diseño teórico y de investigación, en actualización de datos técnicos usados en el artículo, así como la búsqueda y recopilación de información, así como en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del trabajo final.

Luis Aballe Infante.

Se centró en la revisión y actualización de la bibliografía referenciada del trabajo, valorando y adaptando estas según exigencias de la revista. También participó en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del trabajo final.

Jorge Arango Gómez.

Revisión del estado del arte, comparación y análisis de los resultados, redacción y revisión del borrador del artículo, en la comparación de resultados similares, también en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del trabajo final.

Roberto Vizcón Toledo.

Trabajó en la búsqueda y recopilación de información, para contribuir en la conformación y actualización de las referencias bibliográficas usadas en la investigación, en la organización y ordenamiento, contribuyó con criterios, análisis y valoraciones para su mejora, en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del trabajo final.

José R. Rodríguez Bertrán.

Participó en la revisión de la investigación bibliográfica, diseño teórico y de investigación. Trabajó en la recolección y el procesamiento de los datos usados para el estudio. Realizó contribuciones en los cálculos, el análisis e interpretación de los datos y en el análisis de los resultados, participó en la revisión crítica de su contenido, redacción y aprobación del informe final.