

CUANTIFICACIÓN Y CALIFICACIÓN DE LA ENERGÍA TÉRMICA DISPONIBLE EN UN MOTOR DIESEL DE PROPULSIÓN FERROVIARIA, PARA SU RECUPERACIÓN, MEDIANTE LA APLICACIÓN DE CICLOS RANKINE ORGÁNICOS

**Ing. Maenza, Luis Eduardo¹; Ing. Valea, Juan Francisco²; Ing. Oga, Juan Jose³;
Ing. Vernière, Pablo Raúl⁴; Ing. Cantarelli, Marcio Walter⁵;
Ing. Donati, Julio Guido⁶; Bec. Baratçabal, Agustín Nicolás⁷**

1-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

luis.maenza@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

2-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

francisco.valea@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

3-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

juanjose.oga@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

4-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

pablo.verniere@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

5-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

marcio.cantarelli@uns.edu.ar

6-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

juliogdonati@hotmail.com - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

7-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

abaratcabal@gmail.com

Palabras clave: ORC, Locomotora, Eficiencia Energética, Diesel, Recuperación

Resumen

El objetivo del trabajo es calificar y cuantificar la energía térmica recuperable en un motor Diesel de propulsión ferroviaria marca General Motors 12-645 C mediante la utilización de ciclos Rankine orgánicos, para lo cual se relevaron parámetros reales de funcionamiento del mismo, y en función de la información disponible, se desarrolló una metodología para evaluar la energía recuperable, tanto cuantitativa como cualitativamente.

Atendiendo a una posible futura implementación se trabajó sobre ciclos ORC básicos, por su relativa sencillez mecánica. En función del escenario de funcionamiento previsto y utilizando el calor que puede aportar el sistema de refrigeración del motor, se establecieron las temperaturas y magnitud de las fuentes fría y caliente. A modo de referencia se calcularon los rendimientos de Carnot y luego se resolvieron los ciclos propuestos utilizando el software SOLKANE, asignándole, a los parámetros de funcionamiento, valores lo más cercanos a la realidad en función de la información disponible.

Por otro se ha explorado la posibilidad de incorporar ciclos con sobrecalentamiento, utilizando para ello una parte del calor disponible en los gases de escape del motor con obvias mejoras en potencia obtenible como así también protegiendo al dispositivo expansor ante eventuales impactos líquidos.

Se obtuvieron valores de recuperación de energía relevantes en determinadas condiciones de operación del motor, lo que anima a proseguir el trabajo, por un lado ajustando la precisión de la información relevada, mediante una adecuación de la instrumentación de

monitoreo de funcionamiento del motor ferroviario y por otro extendiendo la aplicación a motores térmicos con otras aplicaciones.

Nomenclatura y abreviaturas

M CIA : motor de combustión interna alternativo

RPM : revoluciones por minuto

N_e : Potencia efectiva [kW]

C_e : Consumo específico de combustible [g/kW.h]

\dot{Q} : Flujo calórico extraído por el radiador [kW]

\dot{m} : Caudal másico del fluido refrigerante [kg/s]

C_p : Calor específico del fluido de refrigeración [J/g. K]

ΔT : Salto térmico del refrigerante entre entrada y salida del radiador [K]

η_c : Rendimiento de la máquina de Carnot

T_2 : Temperatura de fuente fría [K]

T_1 : Temperatura de fuente caliente [K]

N_c : Potencia erogada por la máquina de Carnot [kW]

f.f. : Fluido frigorífico

v : volumen específico [dm³/kg]

\dot{Q}_{sc} : Flujo calórico de sobre calentamiento [kW]

\dot{m}_{ff} : Caudal másico del fluido frigorífico [kg/s]

h_3 : Entalpía específica antes del sobre calentador [kJ/Kg]

h_3 : Entalpía específica luego del sobre calentador [kJ/Kg]

1. Introducción

La recuperación térmica de diversas fuentes de energía residual está cobrando un fuerte interés por parte de gobiernos e industrias.

Esta búsqueda de sistemas energéticos más eficientes, se orienta particularmente a los M CIA (fuentes muy numerosas de energía térmica residual [1]). El objetivo del presente es estudiar esta posibilidad de recuperación energética para un motor Diesel de propulsión ferroviaria, que puede extenderse a los propulsores de otros medios de transporte (marítimo, automotriz, etc).

Sólo una parte de la energía puesta en juego por la combustión se convierte en trabajo útil en el eje propulsor del M CIA. Un porcentaje muy importante de esa energía se disipa en los sistemas de gases de escape, de refrigeración y por radiación.

Para mejorar el balance energético pueden utilizarse Ciclos Rankine Orgánicos (ORC) a fin de recuperar parcialmente el calor evacuado a la atmósfera por los M CIA. Estos ciclos son similares al Ciclo Rankine tradicional, utilizado mayoritariamente para la generación de energía eléctrica, la diferencia más importante radica en el fluido de trabajo empleado que, en vez del agua, se utiliza un fluido frigorífico orgánico de bajo punto de evaporación; el cual permite recuperar calor, de bajo nivel térmico, para generar trabajo mecánico.

En los ORC más básicos, se transfiere ese calor al fluido de trabajo en un intercambiador que cumple el rol de un evaporador –figura 1a- (eventualmente podrá atravesar un sobre calentador –figura 1b-) Los fluidos orgánicos que se utilizan pasan del estado líquido a fase vapor a valores relativamente elevados de presión. Luego evolucionan en una máquina expansora, generando, de esta forma potencia mecánica. El ciclo se completa, condensando el fluido de trabajo y elevando su presión mediante una bomba hasta la presión de evaporación.

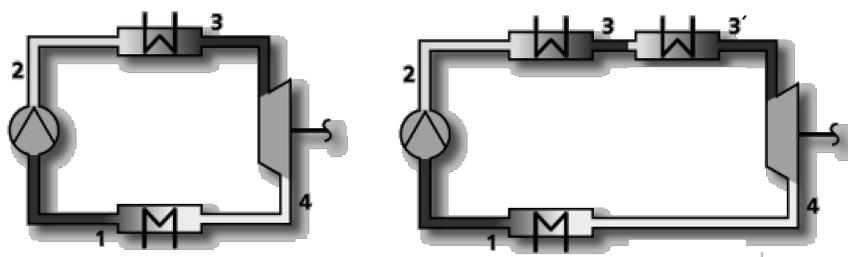


Figura 1. Esquema funcional del ciclo ORC (a) simple, (b) con sobre calentador.

2. Objetivo

El objetivo del presente trabajo es el de calcular en base a los diferentes parámetros de funcionamiento y bajo distintas condiciones de carga de un motor de propulsión ferroviaria, la energía térmica que cede al medio ambiente, para luego estimar la energía mecánica que podría obtenerse a partir de la misma.

3. Desarrollo

El estudio se basa en un motor ferroviario Diésel de dos tiempos, modelo 12-645 C de 12 cilindros en V, que desarrolla una potencia máxima de 963 kW (1310 CV) con admisión por lumbreras y escape por 4 válvulas a la cabeza. El aire de barrido de admisión es proporcionado por dos sopladores lobulares (tipo Roots) acoplados mecánicamente al motor, la inyección es directa y mecánica con una bomba-inyector en la cabeza de cada cilindro.

4. Descripción del sistema de refrigeración

Las bombas de refrigeración del motor (figura 2) pueden entregar un caudal máximo de 1800 dm³/min y son accionadas a una velocidad proporcional a la de giro de su propio cigüeñal. Como se aprecia en el siguiente esquema el fluido refrigerante, que es impulsado por las bombas, ingresa a las camisas del motor absorbiendo calor de los cilindros, luego se dirige a las culatas, y finalmente, egresa de las mismas, atravesando una serie de conductos que están en contacto con los gases de escape. Posteriormente, el refrigerante circula por el radiador donde disminuye su temperatura, intercambiando calor con el medio ambiente, y luego continúa hacia un depósito e intercambiador donde refrigera al aceite lubricante del motor. Finalmente, el fluido reingresa a las bombas de circulación para comenzar nuevamente su servicio.

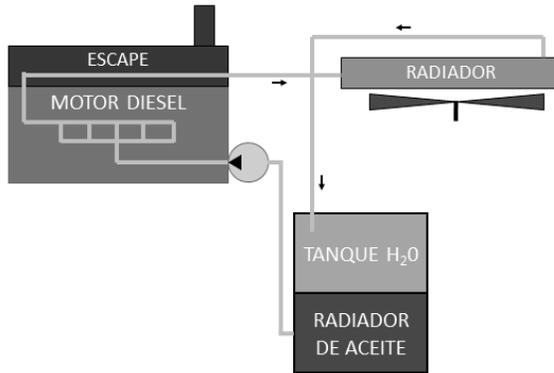


Figura 2. Esquema del circuito de refrigeración.

5. Obtención y análisis de los datos en banco de pruebas

Del ensayo en banco de pruebas de una de las máquinas en cuestión, con la disposición que muestra la figura 4, se obtuvieron los siguientes resultados (figura 3):

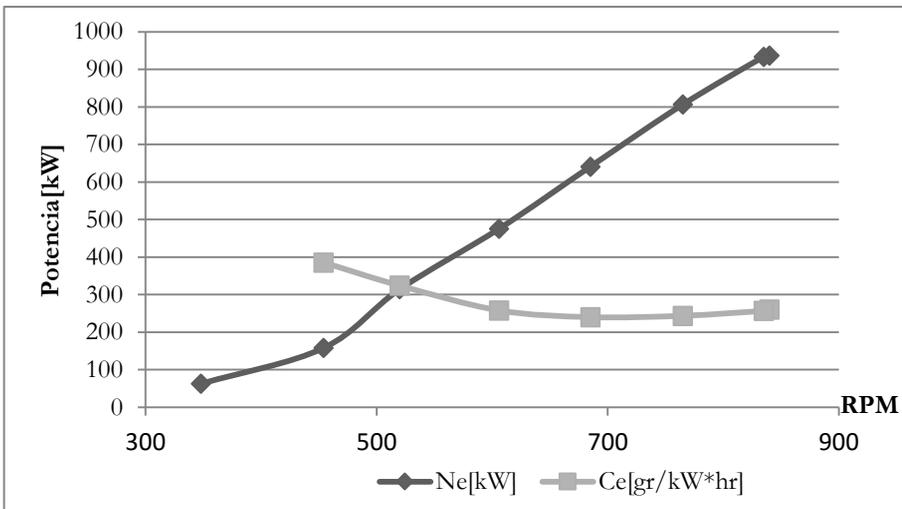


Figura 3. Gráfica de Ne y Ce en función RPM en función de RPM.

La potencia al freno tal como se indica en la tabla 1 es la declarada por la empresa ferroviaria y tiene en cuenta los accionamientos auxiliares del compresor, generador auxiliar, caja multiplicadora y ventilador, por lo que el cálculo de potencia basado en tensión y corriente debe afectarse por un coeficiente establecido por estas causas (ver figura 4)

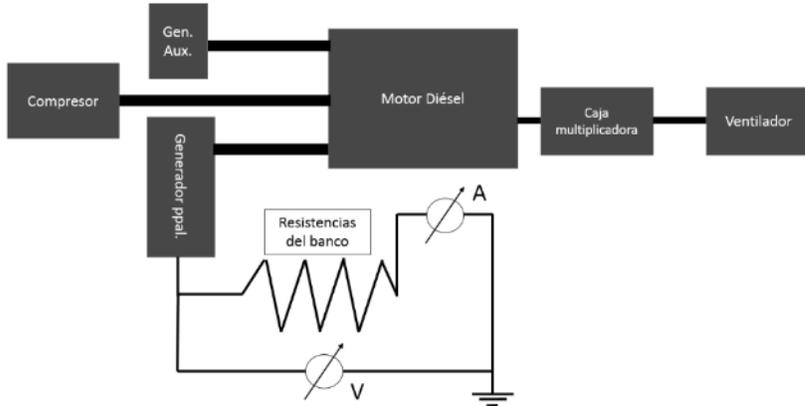


Figura 4. Diagrama de disposición de los equipos auxiliares y de medición de potencia eléctrica.

Con los valores relevados en el banco de ensayo y datos complementarios de funcionamiento se confeccionó la tabla 1:

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento.

RPM	Potencia al freno [kW]	Caudal bombas [dm ³ /seg]	Temp. de líquido refrig. de entrada al radiador [°C]	Temp. de líquido refrig. a la salida del radiador [°C]	Temp. del recinto (Fuente Fria)	Flujo calórico extraído en el radiador [kW]
840	936	30,0	90	82	30	968
835	933	29,8	90	82	30	960
765	806	27,3	85	78	30	771
685	640	24,5	80	74	30	564
606	475	21,6	75	71	30	387
520	314	18,6	69	66	30	238
454	157	16,2	65	63	30	128
348	62	12,4	58	57	30	61

El flujo calórico extraído por el radiador, es calculado por la expresión (1):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Nota: si bien el líquido refrigerante que utiliza el motor no es estrictamente agua, con un margen de error mínimo se tomará su calor específico para el cálculo, debido a que en este tipo de motores la máxima concentración de aditivos anti corrosivos presentes nunca excede el 2 % en volumen [2]

A fin de calificar el desempeño de un ciclo Rankine orgánico, como el propuesto, para la recuperación parcial de energía térmica en un MCIA, se comparó su eficiencia con la de un ciclo de Carnot, trabajando con los mismos valores de temperaturas extremas, cuyos resultados se volcaron en la tabla 2, y se utilizaron las expresiones 2 y 3:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2)$$

$$N_c = \eta_c \cdot \dot{Q} \quad (3)$$

Se analizaron alternativas de implementación con diferentes configuraciones de ciclos ORC [3]. Lógicamente aquellas que alcanzan los mejores rendimientos son también las más complicadas y voluminosas, ya que requieren la duplicación de componentes (evaporadores, condensadores, etc). Considerando que eventualmente el equipo, debe instalarse en una locomotora de propulsión ferroviaria, se priorizaron:

- Compacidad y peso del equipamiento.
- Complejidad mecánica y requerimientos de mantenimiento.
- Costo inicial.

Consecuencia de lo enunciado se decide inicialmente trabajar sobre un ORC simple, priorizando su sencillez a expensas de su eficiencia. A tal fin, se calculó la potencia y el rendimiento que se puede obtener si se instala un ORC simple, sin regeneración, ni sobrecalentamiento, modificando el sistema de refrigeración del motor objeto de este estudio. Se propone que la sustracción de calor al líquido refrigerante del motor, por el sistema ORC, sea equivalente al efecto del radiador de refrigeración original, de acuerdo a un esquema como el de la figura 5.

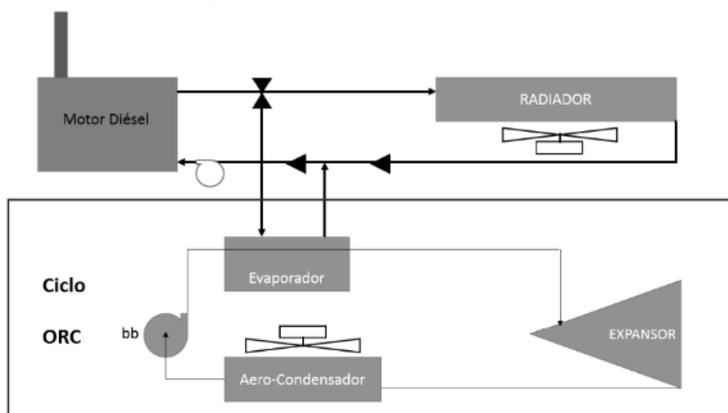


Figura 5. Ubicación esquemática del ORC dentro del sistema de refrigeración.

Cabe acotar que para la selección del fluido frigorífico nos basamos en los criterios utilizados por Apostol et. al. [3] y Venturino et. al. [4], que se basan fundamentalmente en un adecuado comportamiento termodinámico, un mínimo impacto ambiental y disponibilidad comercial, concluyendo que los f.f. más aptos para nuestro caso de estudio son R134a y R123.

Para conocer el comportamiento termodinámico del ORC (principalmente potencia erogada y rendimiento) se utilizó el programa SOLKANE® 8.0 que es una base de datos informatizada creada por la empresa SOLVAY específicamente para realizar cálculos de ciclos de refrigeración utilizando diferentes configuraciones y fluidos frigoríficos.

Ingresando los datos:

- Fluido de trabajo a utilizar.
- Temperatura del fluido frigorífico en el evaporador y en el condensador.
- Capacidad térmica.
- Rendimientos de los diferentes componentes del sistema ORC.

En SOLKANE® se obtuvieron los resultados que muestran los diagramas y se exponen en la tabla 2.

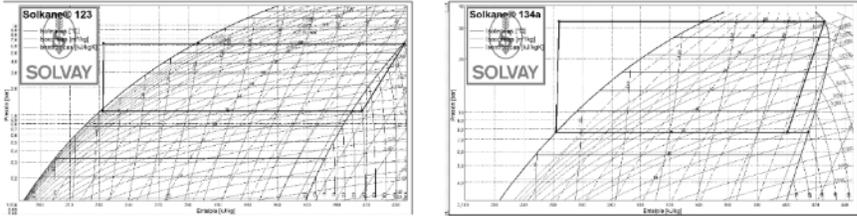


Figura 6. Gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R123 (izq.) y gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R134a (der.).

De la simple observación de los ciclos, resultan evidentes las diferencias de presión y volúmenes resultantes, lo cual influye directamente en el tamaño de los equipos y la resistencia mecánica de tuberías, accesorios y componentes. También se observa que en el caso del f.f. R134a, la curva de expansión termina en la zona de vapor húmedo, lo que podría causar problemas en el expansor, o plantearía la necesidad de sobrecalentar, lo que no es posible utilizando como fuente de calor, sólo el líquido refrigerante del motor, como alternativa se podría limitar la evaporación a 75°C y 25 bar, para que la expansión no concluya en condición de vapor húmedo.

Los datos obtenidos con el software SOLKANE® se muestran en las tablas 2 y 3 y comparados con aquellos obtenidos con el ciclo de Carnot, como se dijo anteriormente.

Tabla 2. Resultados de rendimientos y potencias obtenibles utilizando la teoría de Carnot y SOLKANE® para diferentes estados de carga del MCIA.

RPM/Pot al Freno [kW]	Carnot		R 123			R134a		
	Potencia máxima obtenible [kW]	Rendimiento (%)	Potencia máxima según SOLKANE®	Rendimiento del ciclo ORC (%)	Volumen esp. a salida de expansor [dm³/kg]	Potencia máxima según SOLKANE®	Rendimiento del ciclo ORC (%)	Volumen esp. a salida de expansor [dm³/kg]
840/936	160	17	138	14	146,2	135	13	24,5
835/933	158	16	128	13	146,2	134	13	24,5
765/806	119	15	103	13	145,7	102	12	24,9
685/640	80	14	70	12	145,2	70	12	25,3
606/475	50	13	44,5	11	144,7	44,5	11	25,6
520/314	27	11	24,5	10	141,1	24,6	10	25,8
454/157	13	10	12,1	9	143,7	12,2	9	25,9
348/62	5	8	-	-	143,1	-	-	26,1

También, es importante mencionar que criterio se debe adoptar en la consideración de los rendimientos de los diferentes equipos constitutivos del modelo, no contemplada hasta el presente. La performance que más influye, en este aspecto, es la del expansor utilizado y en este estadio de desarrollo del estudio no pueden aún determinarse las características del mismo, motivo por el cual no es posible estimar con precisión su rendimiento, por lo que no se lo considera. Consecuencia de esta decisión los resultados obtenidos indicarían eficiencias superiores a las que realmente podrían alcanzarse, lo cual debe tenerse presente al valorizar los resultados.

En cambio, tanto para el evaporador como para el condensador puede considerarse una diferencia entre la temperatura del fluido con respecto a las fuentes, durante el proceso de intercambio de calor, que disminuye la temperatura de evaporación y aumenta la temperatura de condensación. Dichas variaciones en la temperatura traen consigo una disminución de la potencia máxima obtenible y del rendimiento del ciclo.

Conocer a ciencia cierta dichos saltos de temperatura entre fluidos implica diseñar y calcular los intercambiadores de calor, tareas que corresponden a una etapa posterior de desarrollo, por lo que en el presente trabajo se utilizaron saltos de temperatura en concordancia con los criterios expresados por Wang et. al. [5]

Según recomienda Wang, el salto que existe entre la temperatura del líquido de refrigeración y el fluido evaporado no puede ser menor a 2 °C, siendo apropiado para nuestro caso de estudio un salto de temperatura del orden de 3°C, considerando las temperaturas de servicio del líquido refrigerante del motor y el flujo calórico que se intercambia.

Por otro lado el mismo autor sugiere que la temperatura de condensación tiene que ser del orden de 40°C, pero en nuestro caso se toma una temperatura de condensación más alta, de 45 °C, teniendo en cuenta las condiciones más desfavorables para el caso, que serían las temperaturas máximas promedio en verano (entre 30 y 40 °C) en la región central de nuestro país.

Tabla 3. Resultados de rendimientos y potencias obtenibles utilizando SOLKANE® cuando se consideran las caídas de temperatura en los intercambiadores de calor del sistema ORC con R123 y R134a.

RPM/Potencia al Freno [kW]	Flujo calórico extraído [kW]	Temp del f.f. (en el <u>evap</u>) [°C]	Temp del f.f. (en el <u>cond</u>) [°C]	R123		R134a	
				Potencia máxima según SOLKANE [kW]	Rendimiento del ORC (%)	Potencia máxima según SOLKANE [kW]	Rendimiento del ORC (%)
840/936	968	79	45	85	9	87	8
835/933	960	79	45	83	8	86	8
765/806	771	75	45	61	7	63	7
685/640	564	71	45	40	7	41	7
606/475	387	68	45	25	6	25	6
520/314	238	63	45	12	5	12	5
454/157	128	60	45	6	4	6	4
348/62	61	54	45	2	3	-	-

Del análisis de los resultados que se muestran en tabla 3 y figuras 7 a y b puede verse que no solo el rendimiento es considerable ya que estaría en el 50% aproximadamente que el de un ciclo de Carnot equivalente, sino además que la potencia lograda resulta interesante, sobre todo cuando el motor está cerca de las condiciones de plena carga.

Por ejemplo en aplicaciones particulares como la que nos ocupa, si observamos la disposición de los equipos auxiliares acoplados al motor (ver figura 4), la potencia que requiere su accionamiento podría obtenerse de la recuperación que se lograría utilizando un ORC, como el propuesto, desvinculándolos de la planta matriz.

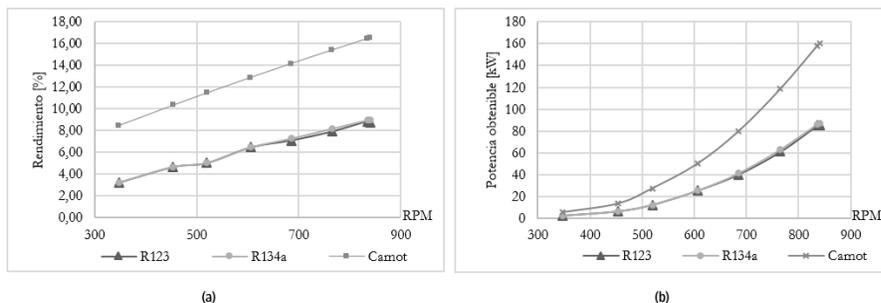


Figura 7. (a) Comparación de rendimiento del ORC, con diferentes fluidos y la máquina de Carnot; (b) Comparación de potencia del ORC, con distintos fluidos y la máquina de Carnot.

6. Aportes del sobrecalentamiento

Con los objetivos de concluir la expansión en la zona de vapor sobrecalentado, disminuir la temperatura de gases de escape, (aminorando los riesgos ambientales inherentes) y, principalmente, conseguir mayor potencia de salida del expansor, plantearemos un sobrecalentamiento con una fracción de la energía térmica aportada por la corriente de gases de escape del motor Diesel, de manera de obtener 25 °C extras por sobrecalentamiento. Cabe acotar (ver tabla 4), que la energía residual de los gases de escape a la salida del motor es muy superior a la energía utilizada para lograr el sobrecalentamiento proyectado, El esquema funcional resulta el de la Figura 8.

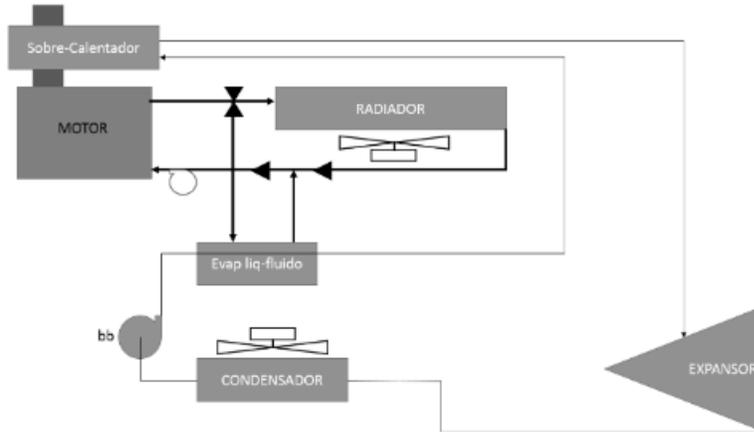


Figura 8. Esquema funcional de un ciclo ORC con sobrecalentamiento.

El flujo calórico aportado al f.f. en el sobre calentamiento fue calculado utilizando la expresión 4:

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{ff} \cdot (h_{3'} - h_3) \quad (4)$$

El caudal masa circulante de fluido frigorífico es calculado con SOLKANE y los valores de entalpía específica se obtienen del diagrama P-h del fluido R134a (figura 9), en tanto que las potencias comparativas con y sin sobre calentamiento se aprecian en la figura 10.

Tabla 4. Resultados de potencias obtenibles utilizando SOLKANE® cuando se utiliza un ciclo ORC con o sin sobrecalentamiento y f.f. R134a.

RPM/Potencia al Freno [kW]	Flujo calórico extraído (\dot{Q}) [kW]	Potencia máxima sin sobrecalentamiento [kW]	Flujo calórico agregado por sobre calentamiento (\dot{Q}_{sc}) [kW]	Flujo calórico evacuado en gases de escape (\dot{Q}) [kW]	Potencia máxima con sobrecalentamiento [kW]	Sobre potencia (kW)
840/936	968	87	221	1317	109	22
835/933	960	86	218	1327	108	22
765/806	771	63	168	1153	77,7	15
685/640	564	41	116	849	49,9	9
606/475	387	25	76	631	30,6	6
520/314	238	12	44	499	15	3
454/157	128	6	25	370	6,9	1
348/62	61	-	12	185	2,05	0

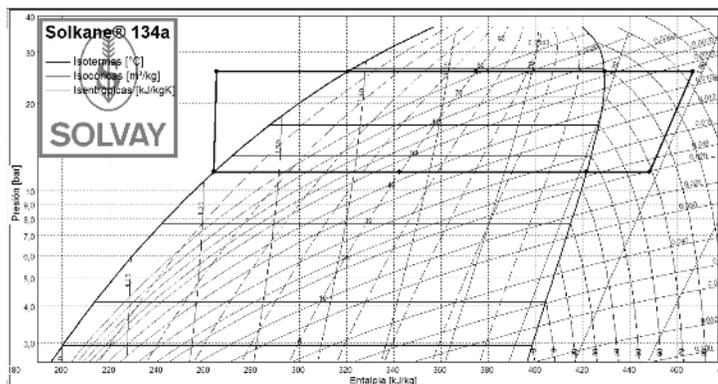


Figura 9. Gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R134a y 25°C de sobrecalentamiento.

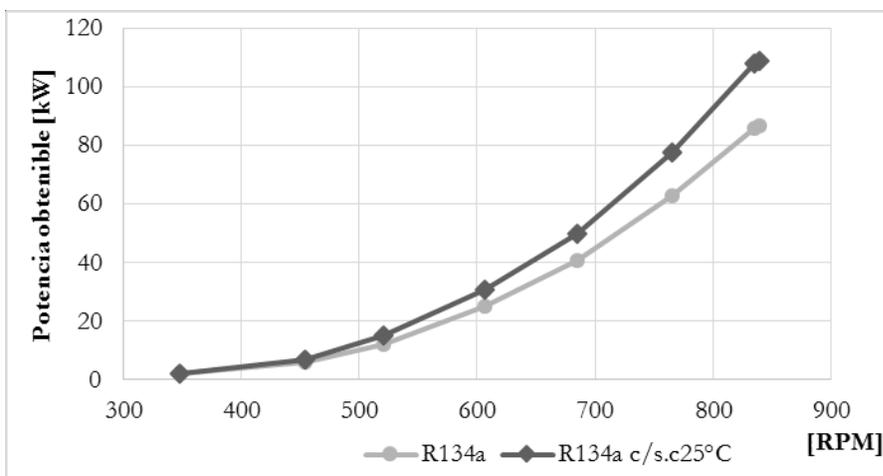


Figura 10. Comparación de potencias obtenibles con ciclos ORC, con o sin sobre calentamiento.

7. Conclusiones

El presente trabajo ha permitido desarrollar una metodología relativamente sencilla y directa para, calificar y cuantificar la energía aprovechable proveniente del motor diésel ferroviario en estudio. El uso de la misma puede extenderse además a su aplicación en otro tipo de motores (de aplicación ferroviaria u otras).

Los resultados obtenidos permiten afirmar que sólo en adecuadas condiciones de carga de la máquina (por encima del 70 %), la potencia recuperada efectivamente podría resultar útil para un aprovechamiento ulterior. Como corolario de lo anteriormente afirmado se puede decir que estos sistemas de recuperación de energía tienen una factibilidad de uso mayor en motores térmicos, que trabajen con elevados porcentajes de cargas, durante largos periodos de tiempo. Así y todo el nivel de potencia recuperado resulta muy interesante, en las condiciones establecidas.

Considerando los resultados obtenidos debe ser muy precisa la selección o el diseño de los diferentes componentes, particularmente el expansor, para alcanzar valores de eficiencia cercanos a los calculados.

De los dos fluidos considerados en el presente, si bien la potencia recuperada es semejante, atendiendo a la compacidad de los equipos que requieren, resulta mucho más interesante el R134a que el R123, ya que la diferencia de volumen específico es notable a favor del 134a, lo que hace a los equipos mucho más compactos y livianos.

En función de los resultados obtenidos en la primera parte de este trabajo, se consideró importante ampliar el estudio del desempeño de ciclos con sobrecalentamiento, obteniéndose con esta metodología de cálculo, con el motor diésel a plena carga un incremento de potencia (bajo las condiciones prescriptas) de aproximadamente 20% , aprovechando parte del calor recuperable de los gases de escape, que disminuye su temperatura de salida, y permite evitar la condición de vapor húmedo, luego de la expansión del fluido frigorífico R134a.

8. Referencias

- [1] Usman, Muhammad; Imran, Muhammad; Yang, Youngmin ; Park, Byung-Sik, "Impact of Organic Rankine Cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects", Energy Conversion and Management vol 112: p.382-384, 2016
- [2] Mesny, Marcelo, "*Manual de mantenimiento Diesel*" Ed. Alsina, 1958.
- [3] Apostol, Valentin; Pop, Horatiu; Dobrovicescu, Alexandru; Priesecaru, Tudor, Alexandru, Ana; Priesecaru, Mălina "Thermodynamic Analysis of ORC Configurations Used for WHR from a Turbocharged Diesel Engine". Procedia Engineering, vol 100: p. 549-558, 2015
- [4] Venturino, Enrique ; Valea, Juan Francisco ; Oga, Juan Jose ; Donati, Julio Guido ; Maenza, Luis Eduardo ; Baratcabal, Agustin Nicolas, "Diseño de un banco de ensayo que permita evaluar el desempeño, caracterizar fluidos y relevar parámetros de funcionamiento en un ciclo Rankine organico", 2do Congreso de Energía Sustentable, 2016
- [5] Wang, Xurong ; Yang, Yi ; Wang, Mingkun ; Zheng, Ya ; Wang, Jiangfeng ; Dai, Yiping, "Utilization of waste heat from intercooled, reheat and recuperated gas turbines for power generation in Organic Rankine Cycles" , 3rd International seminar on ORC Power Systems, 2015