

OPTIMIZACIÓN TEÓRICA DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) PARA EL APROVECHAMIENTO DE FUENTES TÉRMICAS DE BAJA TEMPERATURA

PERIS PÉREZ, Bernardo ⁽¹⁾; NAVARRO ESBRI, Joaquín ⁽¹⁾; MOLÉS RIBERA, Francisco ⁽¹⁾;

MOTA BABILONI, Adrián ⁽¹⁾

bperis@uji.es

⁽¹⁾Universidad Jaume I, Grupo ISTENER, Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

RESUMEN

El aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura mediante el Ciclo Rankine Orgánico (ORC) representa una medida de ahorro y eficiencia energética que puede contribuir con numerosos beneficios para los usuarios. En este sentido, la eficiencia del ORC desempeña un papel fundamental en la viabilidad de los proyectos.

Teniendo esto en cuenta, en este trabajo se evalúan diversos métodos señalados en la literatura para aumentar la eficiencia de los sistemas ORC. Dichos métodos consisten principalmente en una selección adecuada del fluido de trabajo, configuración de ciclo y características del expansor. Para llevar a cabo esta evaluación se hace uso de un modelo teórico de ORC, el cual ha sido previamente desarrollado y validado a partir de datos experimentales de operación de un módulo ORC. De este modo, a partir del punto de diseño del módulo ORC para el caso de aplicación industrial, se pondrán a prueba las mejoras que incorpora el sistema y se evaluarán los diferentes métodos de optimización.

Palabras clave: ORC (ciclo Rankine orgánico), recuperación de calor residual, modelo semiempírico.

1. Introducción

El ciclo Rankine orgánico (ORC, del inglés organic Rankine cycle) se ha posicionado como una forma eficiente de generación eléctrica a partir de fuente de calor de baja calidad. Se trata de un ciclo de potencia similar al ciclo Rankine de vapor, pero que utiliza fluidos de trabajo más volátiles que el agua para mejorar la eficiencia en aplicaciones de baja temperatura. Es considerado un ciclo sencillo y que requiere un bajo mantenimiento, en comparación con otros ciclos de potencia como pueden ser el Kalina [1], Goswami, Rankine transcrito o ciclo trilateral-flash [2]; además de su madurez y avanzada tecnología frente a las técnicas de conversión directa (termoeléctricas, termoiónicas o piezoeléctricas) [3].

Los beneficios alcanzables mediante los sistemas ORC han motivado los esfuerzos de los investigadores para tratar de conseguir sistemas cada vez más eficientes. Así, tres métodos de optimización de sistemas ORC pueden destacarse entre la literatura: la selección de un fluido de trabajo adecuado, la utilización de una tipología o configuración de ciclo termodinámico eficiente y la mejora de las características geométricas de la tecnología de expansión.

En lo que respecta a fluidos de trabajo, Quoilin et al. [4] clasificaron los fluidos de alta temperatura crítica, como el tolueno y OMTS, para temperaturas alrededor de 300 °C. Los fluidos hidrocarburos, tales como el pentano y butano, así como los fluidos fluorados, como el R245fa y HFE7000, los clasificaron como buenos candidatos para media y baja temperatura. Otros autores también están de acuerdo con la selección del fluidos de trabajo según su temperatura crítica, tal y como establecen Branchini et al. [5].

Otro aspecto importante para conseguir buena eficiencia se debe a la configuración o tipología de ciclo utilizado. En este sentido, una de las configuraciones más comúnmente implementadas, por su mejora en la eficiencia del ciclo, es la regenerativa [6]. A menudo también suele utilizarse el ciclo con sobrecalentamiento del vapor a la entrada del expansor, tanto en monoetapa [7] como multietapa [8]. Dos niveles de presión también han sido estudiadas en la literatura, bien utilizando un eyector o como doble ORC [9]. Este ciclo doble también se puede implementar como dos sistemas en cascada, incluso uno con un ciclo subcrítico y otro transcrito [10]. Por su parte, el ciclo transcrito ha sido ampliamente estudiado en la literatura ya que permite reducir irreversibilidades, pero por el contrario trabaja con altas presiones y requiere elevados consumos de bomba [2].

En cuanto a tecnologías de expansión la que ocupa la mayor parte de las investigaciones, cuando se trata de sistemas ORC para aplicaciones de media y baja temperatura, es la tecnología volumétrica o de desplazamiento positivo [11]. El motivo se debe a que los expansores volumétricos presentan varias ventajas frente a las turbinas. Entre estas ventajas destaca su menor coste, ya que en muchas ocasiones derivan de compresores HVAC (del inglés heating, ventilation and air conditioning) producidos en serie a bajo coste [12]. Este hecho permite que puedan lograrse sistemas ORC rentables incluso para aplicaciones de baja temperatura y pequeña potencia eléctrica. Además, son máquinas para menores capacidades, mayores ratios de presión, velocidades de rotación mucho más bajas, toleran fase líquida durante la expansión y exhiben una buena efectividad [13]. En la actualidad, las investigaciones continúan en la misma línea, con ejemplos tales como expansores Wankel [14], una amplia variedad de tipos de scroll [15] o en mejoras geométricas sobre expansores de tornillo [16].

Teniendo esto en cuenta, este trabajo evalúa las mejoras de un módulo ORC, el cual fue caracterizado experimentalmente [17] e integrado en un proceso industrial para la recuperación de calor residual [18]. Para ello, se hace uso de un modelo semiempírico con validez demostrada, permitiendo analizar cuál sería el comportamiento del ORC operando cerca de su punto de diseño (obtenido experimentalmente en el proceso industrial [18]) si las características geométricas del expansor, la configuración del ciclo o el fluido de trabajo hubieran sido diferentes.

Con este propósito, el resto del documento se organiza como sigue. La sección 2 presenta el caso de aplicación y describe las características del módulo ORC utilizado. La sección 3 aborda la metodología del trabajo, describiendo el modelo semiempírico del ORC, señalando los fluidos de

trabajo estudiados y presentando el punto de operación del sistema. La sección 4 expone los resultados y, finalmente, la sección 5 recoge las principales conclusiones del trabajo.

2. Antecedentes

En este apartado se describe de forma genérica la instalación de recuperación de calor residual, prestando especial atención al módulo ORC.

2.1. Instalación de recuperación de calor residual

Esta aplicación consiste en aprovechar calor residual de gases de escape de un horno cerámico. Concretamente, en la recuperación del calor residual disponible en el aire de enfriamiento indirecto, el cual se caracteriza por ser una fuente térmica de gases limpios y de alta temperatura, debido a su proximidad a los quemadores de combustión del horno.

La instalación de recuperación está principalmente compuesta por un intercambiador de calor conocido como recuperador, situado en una derivación de la conducción principal de los gases mostrada en le Fig. 1.a, y un anillo de transferencia de calor que utiliza aceite térmico para transportar la energía térmica desde la fuente de calor hasta el módulo ORC, tal y como se esquematiza en la Fig. 1.b.

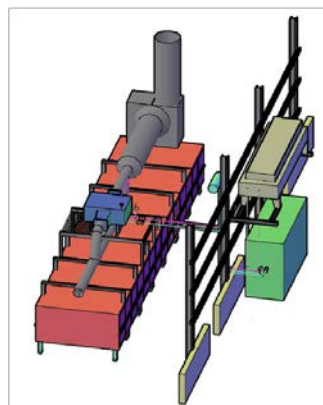


Figura 1: Instalación de recuperación de calor residual: (a) horno cerámico con intercambiador de calor, (b) esquema del conjunto del sistema.

2.2. Módulo ORC

El ORC utilizado en esta aplicación es un módulo comercial de la marca Rank®, mostrado en la Fig. 2.a, el cual fue optimizado durante las fases de diseño y construcción. Así, el sistema emplea una configuración de ciclo regenerativa que le permite no solo recuperar la energía térmica de la fuente de calor, sino también el calor residual de la salida del expansor para precalentar el líquido, mejorando la eficiencia eléctrica del ciclo. Esta configuración regenerativa se ha esquematizado en la Fig. 2.b, junto con la posición de los instrumentos de medida utilizados durante las pruebas experimentales. El fluido de trabajo utilizado es el R245fa, comúnmente utilizado entre los sistemas ORC, ya que se trata de un fluido no inflamable, con baja toxicidad y moderadas propiedades medioambientales [19]. Pero sobre todo, destaca la utilización de un expansor volumétrico con una relación geométrica de volúmenes internos (V_i) elevada, tal y como se reconoce en la literatura para la tecnología de expansores volumétricos [12]. Este hecho es crucial para que el sistema pueda trabajar con gran eficiencia en aplicaciones de solo producción eléctrica y baja temperatura de fuente de calor, tal y como demostraron Clemente et al. [20] en su trabajo. Estas y otras características del módulo ORC se recogen en la Tabla 1.

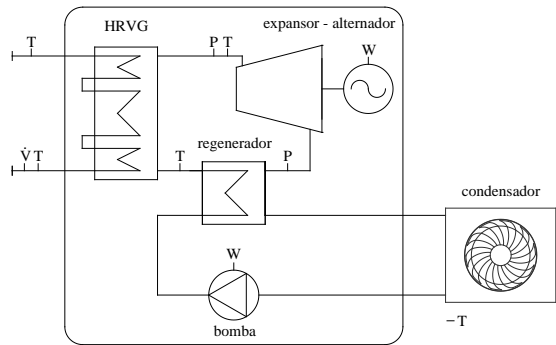


Figura 2: Módulo de recuperación de calor residual: (a) ORC y sistema de disipación instalados en el exterior de la planta industrial, (b) esquema básico del ciclo con la posición de los instrumentor de medida.

Tabla 1: Características del módulo ORC de Rank®.

Potencia eléctrica nominal del alternador (kW)	20
Potencia térmica nominal (kW)	160
Configuración del ORC	subcrítica, regenerativa y con sobrecalentamiento
Fluido de trabajo	R245fa
Tecnología de expansión	volumétrica o desplazamiento positivo
Tipo de intercambiadores de calor	placas soldadas
Máxima temperatura de funcionamiento (°C)	170
Mínima temperatura de funcionamiento (°C)	120

3. Metodología

En este apartado se presenta el modelo semiempírico utilizado y el punto de operación del mismo.

3.1. Modelización del sistema

El modelo se ha descrito detalladamente y se ha validado con datos reales de operación en un trabajo previo [21]. En general, se trata de un conjunto de ecuaciones termodinámicas que definen el ciclo del ORC, pero que incluyen coeficientes de funcionamiento obtenidos experimentalmente, como por ejemplo la eficiencia del regenerador, máxima en el expansor o media de la bomba. Dicho modelo ha sido diseñado para que únicamente requiera como variables de entrada la potencia térmica recuperada (Q_{in}) y la temperatura ambiente, tal y como representa la Fig. 3. El modelo está vinculado con una base de datos de propiedades termodinámicas de fluidos, Refprop [22], así como predefinido con características geométricas y parámetros de funcionamiento, los cuales van a ser alteradas en este trabajo.

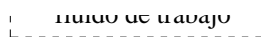


Figura 3: Esquema del modelo semiempírico utilizado.

Tal y como se ha comentado, en este trabajo se va a alterar el ciclo termodinámico con el objetivo de poner a prueba su optimización inicial (realizada durante la construcción y diseño). Para ello, se realizaran las siguientes modificaciones:

- En primer lugar, se modificará la relación geométrica de volúmenes internos (V_i) del expansor. Con ello se pretende simular desde un expansor con un mínimo $V_i=1.5$, como puede ser el de un scroll de HVAC, hasta el máximo alcanzable de $V_i=15$, para un compresores de pistón, pasando por valores intermedios de expansores de scroll para aire ($V_i=4$) o tornillos ($V_i>5$) [12].
- Para simular las configuraciones se variarán diversos parámetros. La eficiencia del regenerador se anulará para simular el ciclo básico. El sobrecalentamiento también se anulará para simular el ciclo sin éste. Además, se simulará el ciclo transcrito mediante la reducción del volumen de entrada en el expansor ($V_{e, in}$).
- Opuestamente, el $V_{e, in}$ se aumentará cuando se simulen diferentes fluidos de trabajo, restringiendo así la temperatura máxima del ciclo a 170 °C, tal y como recoge la Tabla 1.

Los fluidos finalmente seleccionados para el estudio se recogen en la Tabla 2. El criterio de selección ha consistido en la selección de fluidos comerciales utilizados en sistemas ORC (bien a nivel comercial o de investigación) y que tuvieran temperaturas críticas próximas o superiores al R245fa.

Tabla 2: Características de los fluidos de trabajo candidatos.

Fluido	T crítica (°C)	Inflamable	Tóxico-PEL (ppm)	ALT (años)	GWP (años)
R245fa	154	No	Baja (300-400)	7.6	1030
HFE7000	164.5	No	Sí (75)	4.1	420
Novec649	168.7	No	Sí (150)	0.014	1
Solkatherm (SES36)	177.6	*	No (n/a)	n/a	~3700
Isopentano	187.2	Sí	No (600)	0.01	20

*No inflamable en forma líquida, pero sí gaseosa.

3.2. Selección del punto de operación

Para la simulación de las mejoras sobre el ORC descritas anteriormente, se requiere de un punto de operación representativo del caso de aplicación. En este sentido, de los puntos experimentales se ha escogido aquél más cercano a los valores nominales de diseño del equipo. Así, la Tabla 3 recoge el punto seleccionado junto con los parámetros experimentales y los equivalentes extraídos del modelo.

Tabla 3: Punto de operación seleccionado y resultados de su simulación.

	Q_{in} (kW)	$T_{ambiente}$ (°C)	$P_{e, in}$ (bar)	$T_{e, in}$ (°C)	\dot{m} (kg/s)	$\epsilon_{e, el, ise}$ (%)	η_g (%)	η_n (%)
Punto experimental	174.44	23.62	24.25	148.79	0.79	64.63	11.98	10.23
Punto modelo	174.44	23.62	24.54	150.07	0.78	64.64	12.36	10.69

4. Resultados

Inicialmente nos centramos en el módulo real, el cual utiliza un ciclo subcrítico regenerativo con sobrecalentamiento y R245fa como fluido de trabajo. Bajo estas condiciones se simula el punto de operación seleccionado (únicamente mediante Q_{in} y $T_{ambiente}$) pero variando el valor del V_i del expansor, tal y como recoge la Fig. 4. Puede observarse que la eficiencia eléctrica neta del ciclo mejora rápidamente cuanto mayor es el valor de V_i hasta alcanzar su máximo para una relación geométrica de volúmenes de 9.0. A partir de ese punto, la eficiencia eléctrica neta cae con suavidad. Esto se debe al ratio de presiones con el que se trabaja. Así, si el V_i es pequeño el expansor trabaja en sobre-expansión, y por el contrario si es demasiado grande trabaja en sub-expansión.

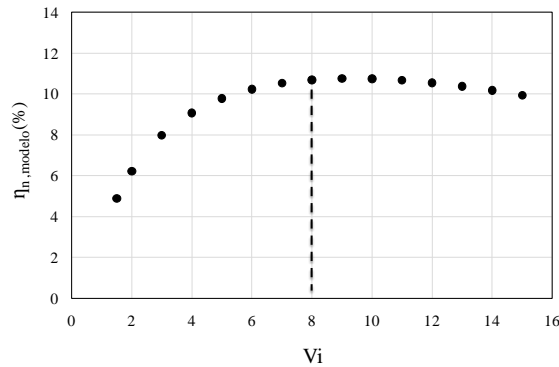


Figura 4: Influencia de la relación geométrica del expansor sobre la eficiencia neta del ciclo.

El resultado de la simulación de las diferentes configuraciones se presenta en la Fig. 5.a. En ella se observa que el ciclo más eficiente, para las características de este módulo ORC, es el ciclo utilizado, el regenerativo con sobrecalentamiento. Puede verse que la eficiencia cae bruscamente para el ciclo sin regenerador, ya que la potencia térmica que antes era recuperada ahora se disipa en el condensador. En cuanto al ciclo transcrito, puede verse en la Fig. 5.b que es el que alcanza la mayor eficiencia bruta, pero tal y como se cita en la literatura [2] la elevada presión tiene un efecto negativo sobre el consumo de la bomba.

	Sobrecalent.	Regenerativo	Sobrecalent.	Básico	Transcrito
Ciclo	10,69	9,24	8,39	8,07	9,63

(a)

	Sobrecalent.	Regenerativo	Sobrecalent.	Básico	Transcrito
Ciclo	12,36	10,74	9,55	9,29	12,43

(a)

Figura 5: Evaluación de la configuración del ciclo sobre: (a) eficiencia eléctrica neta, (b) eficiencia eléctrica bruta.

Ahora se abordan los resultados de la simulación para diferentes fluidos de trabajo. Puede observarse en la Fig. 6.a que el fluido con el que se consigue la mayor eficiencia eléctrica neta es el Isopentano, seguido por el Solkatherm. El fluido HFE7000 tiene una eficiencia muy similar al R245fa, mientras que la más baja se aparece para el Novec649. El tamaño requerido de expansor se muestra en la Fig. 6.b. En ella se observa que el R245fa es el fluido que necesita el expansor más pequeño, resultando una alternativa adecuada además de no inflamable.

U	R245fa	HFE7000	Novec649	Solkatherm	Isopentano
Fluidos	10,69	10,43	9,72	10,90	12,11

(a)

D	R245fa	HFE7000	Novec649	Solkatherm	Isopentano
Fluidos	15,5	15,7	22,0	18,4	20,5

(b)

Figura 6: Evaluación de los fluidos de trabajo sobre: (a) eficiencia eléctrica neta, (b) tamaño del expansor.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha hecho uso de un modelo semiempírico de un módulo ORC para evaluar sus características de diseño. De este modo, se aborda la importancia de la geometría del expansor, la configuración del ciclo termodinámico y la selección adecuada del fluido de trabajo.

Los resultados han mostrado que para las condiciones de diseño del sistema, obtenidas de forma cercana experimentalmente y evaluadas mediante el modelo teóricamente, un $V_i=8.0$ en el expansor resulta un valor adecuado para maximizar la eficiencia. La configuración subcrítica, con regenerador y sobrecalentamiento (para el fluido de trabajo R245fa) resulta la más eficiente. En cuanto a la comparación del fluido de trabajo R245fa con otros fluidos, de características similares, se observa que el Isopentano y el Solkatherm alcanzarían mayores eficiencia, y todavía más si recibieran una optimización de geometría de expansor, configuración y condiciones de operación. Por el contrario, el tamaño del expansor requerido es superior, encareciendo la instalación. Por lo tanto, se puede concluir que el módulo ORC utilizado en la aplicación industrial es un equipo de gran eficiencia eléctrica neta,

demostrada por encima del 12% a partir de la recuperación de calor residual de baja calidad (por debajo de 170 °C) y disipación directa contra ambiente.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Industria de la “Generalitat Valenciana (España)”, por su asistencia financiera bajo el proyecto INIDIV2010022, y a Expander Tech - Rank® por su apoyo en este proyecto. También agradecer profundamente a la Universidad Jaume I por su financiación mediante la beca predoctoral PREDOC/2013/28 de la “Convocatòria d'ajudes predoctorals per a la formació de personal investigador del Pla de promoció de la investigació de la Universitat Jaume I de Castelló (Spain)”.

7. Referencias

- [1] BOMBARDA, P. INVERNIZZI, CM. PIETRA, C. *Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles*. Appl Therm Eng, 2010, vol. 30, pp. 212–9.
- [2] CHEN, H. GOSWAMI, DY. STEFANAKOS, EK. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*. Renew Sustain Energy Rev, 2010, vol.14, pp. 3059–67.
- [3] TCHANCHE, BF. LAMBRINOS, G. FRANGOUDAKIS, A. PAPADAKIS, G. *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications*. Renew Sustain Energy Rev, 2011, vol.15, pp. 3963–79.
- [4] QUOILIN, S. DECLAYE, S. TCHANCHE, BF. LEMORT, V. *Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles*. Appl Therm Eng, 2011, vol. 31, pp. 2885–93.
- [5] BRANCHINI, L. DE PASCALE, A. PERETTO, A. *Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes*. Appl Therm Eng, 2013, vol. 61, pp. 129–40.
- [6] RODRÍGUEZ SOTOMONTE, CA. CAMPOS, CE, LEME M, SILVA LORA E, VENTURIN OJ. *Thermoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle Cogeneration for Isolated Regions in Brazil*. Proc ECOS 2012, 25th Int Conf Effic Cost, Optim Simul Environ Impact Energy Syst, 2012:1–14.
- [7] ROY JP, MISHRA MK, MISRA A. *Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions*. Applied Energy, 2011, vol. 88, pp. 2995–3004
- [8] DIGENOVA KJ, BOTROS BB, BRISSON JG. *Method for customizing an organic Rankine cycle to a complex heat source for efficient energy conversion, demonstrated on a Fischer Tropsch plant*. Appl Energy, 2013, vol. 102, pp.746–54.
- [9] LI X, ZHAO C, HU X. *Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector*. Energy, 2012, vol. 42, pp. 342–9.
- [10] SHU G, LIU L, TIAN H, WEI H, XU X. *Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery*. Energy Convers Manag 2013;74:35–43.
- [11] BAO J, ZHAO L. *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. Renew Sustain Energy Rev, 2013, vol.24, pp.325–42.
- [12] LEMORT, V. GUILLAUME, L. LEGROS, A. DECLAYE, S. QUOILIN, S. *Comparison of piston, screw and scroll expanders for small-scale Rankine cycle systems*. Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, 2013.

- [13] QUOILIN S, BROEK M VAN DEN, DECLAYE S, DEWALLEF P, LEMORT V. *Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems*. *Renew Sustain Energy Rev*, 2013, vol.22, pp. 168–86.
- [14] ANTONELLI M, BACCIOLI A., FRANCESCONI M, DESIDERI U, MARTORANO L. *Operating maps of a rotary engine used as an expander for micro-generation with various working fluids*. *Appl Energy*, 2014, vol. 113, pp.742–50.
- [15] SONG P, WEI M, SHI L, DANISH SN, MA C. *A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems*. *Appl Therm Eng*, 2014, vol.75, pp.54–64.
- [16] ZHU Y, JIANG L, JIN V, YU L. *Impact of built-in and actual expansion ratio difference of expander on ORC system performance*. *Appl Therm Eng*, 2014; vol.71, pp. 548–58.
- [17] PERIS, B. NAVARRO-ESBRÍ, J. MOLÉS, F. COLLADO, R. MOTA-BABILONI, A. *Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources*. *Appl Therm Eng*, 2015, vol. 75, pp. 763–9.
- [18] PERIS, B. NAVARRO-ESBRÍ, J. MOLÉS, F. MOTA-BABILONI, A. *Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry*. *Energy*, 2015. Doi: 10.1016/j.energy.2015.03.065.
- [19] MOLÉS F, NAVARRO-ESBRÍ J, PERIS B, MOTA-BABILONI A, BARRAGÁN-CERVERA Á, KONTOMARIS K. *Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z*. *Appl Therm Eng*, 2014, vol. 71, pp. 204–12.
- [20] CLEMENTE S, MICHELI D, REINI M, TACCANI R. *Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications*. *Appl Energy*, 2012, vol.97, pp.792–801.
- [21] PERIS PÉREZ, B. NAVARRO-ESBRÍ, J. MOLÉS RIBERA, F. MOTA-BABILONI, A. *Modelado del Ciclo Rankine Orgánico (ORC) a partir de datos experimentales*. 9º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Cartagena, 2015.
- [22] LEMMON E, HUBER M. NIST REFPROP standard reference database 23. Version 8.0. User's guide. NIST 2007.