



**BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON CO₂/ACETONA:
MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL CICLO Y ESTUDIO TEÓRICO-
EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ EN UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS**

PAÚL SEBASTIÁN DÁVILA ALDÁS

ADVERTIMENT. L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

ADVERTENCIA. El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

WARNING. Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.



**UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI**

**BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON
CO₂/ACETONA: MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL
CICLO Y ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL PROCESO
DE DESORCIÓ EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
PLACAS**

PAÚL SEBASTIÁN DÁVILA ALDÁS

TESIS DOCTORAL

2020

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON CO₂/ACETONA: MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL CICLO Y ESTUDIO
TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS
PAÚL SEBASTIÁN DÁVILA ALDÁS

Paúl Sebastián Dávila Aldás

BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON
CO₂/ACETONA: MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL
CICLO Y ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL PROCESO
DE DESORCIÓ EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
PLACAS

TESIS DOCTORAL

Dirigida por:

Dr. Alberto Coronas
Dr. Mahmoud Bourouis

Grupo de Investigación CREVER
Departamento de Ingeniería Mecánica



**UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI**

Tarragona, noviembre de 2020

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON CO₂/ACETONA: MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL CICLO Y ESTUDIO
TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS
PAÚL SEBASTIÁN DÁVILA ALDÁS



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

DECLARACIÓ

Mahmoud Bourouis, y Alberto Coronas, profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili de Tarragona,

HACEN CONSTAR

Que el trabajo titulado: “Bomba de calor de compresión/resorción con CO₂/acetona: Modelización termodinámica del ciclo y estudio teórico-experimental del proceso de desorción en un intercambiador de calor de placas”, que presenta Paúl Sebastián Dávila Aldás para la obtención del título de Doctor, ha sido realizado bajo nuestra dirección en el grupo de investigación CREVER del Departamento de Ingeniería Mecánica.

Tarragona, 09 de noviembre, 2020

Dr. Mahmoud Bourouis

Dr. Alberto Coronas

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON CO₂/ACETONA: MODELIZACIÓ TERMODINÁMICA DEL CICLO Y ESTUDIO
TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS
PAÚL SEBASTIÁN DÁVILA ALDÁS

A mis padres, su esfuerzo y dedicación,
años de juventud y ejemplo de vida.

A mis hermanos y hermana,
su superación constante y diario luchar.

A su confianza.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco de manera primordial al Dr. Alberto Coronas, que depositó su confianza en mí desde un inicio para desarrollar el proyecto, gracias por sus conocimientos, paciencia y esfuerzo inquebrantable para todo el grupo. Al Dr. Mahmoud Bourouis, por su guía, sabiduría, experiencia, orden, y exigencia para conmigo. Muchas gracias a los dos.

Gracias a la Universidad Rovira i Virgili por otorgarme una ayuda dentro del programa Martí Franqués de contratos predoctorales para la realización del proyecto “Desarrollo de Bombas de Calor de Resorción para alta temperatura con refrigerantes naturales para aplicaciones industriales” en el grupo CREVER. Este proyecto forma parte de un proyecto de I + D financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad y el programa europeo FEDER (Ref. DPI 2015-71306-R).

Gracias a los Dres. Daniel Salavera y Juan Prieto, por su ayuda, consejos y recomendaciones para el desarrollo de este proyecto. Su aporte fue indispensable para culminar varias etapas del proyecto. De manera global, gracias al grupo de Ingeniería Térmica Aplicada (CREVER), por su apoyo y confianza. Gracias a James Muye (+), que fue la primera persona del grupo que me ayudó a enfocarme y me apoyó en las primeras ideas para esta investigación. Gracias a mis amigos en Ecuador: Carlos y Lenin por crecer juntos, Paola, José Luis, Santiago, Vinicio, Esteban, Luis, Iván, Alberto, Cynthia, Estefanía, Nathalie, Fernanda, Marco, Andrea, Daniela, Diana, Javier, Juanita, Jazmín, Juan Francisco, Katherine, Alejandra y Don Luis. Cathy gracias por su compañía y su apoyo.

A mis compañeros durante el tiempo que fui parte del grupo CREVER: Martín, Raúl, Bonnie, Khaled, Ronny, Maycon, Antonio, Sandra, Adriana, Aldo, Amín, Dereje, Miguel Ángel, Jaume, Isabel, César, Alejandra, Santiago, Esteban, Pablo y Sergio, gracias por su apoyo y sus palabras de aliento. A los técnicos del grupo Rubén, Oussama, Marc, y Víctor, por su compromiso con mi proyecto, sus horas extras y su dedicación.

A mi familia: A mis hermanos por su empuje y su alegría para levantar mi ánimo en los momentos más duros. A mi hermana por su ayuda, su carácter y su dulzura combinada. A mi sobrino y mi sobrina por nacer, cuando crezcan quiero que lean estas líneas. A mi cuñada Anita y mi cuñado Edwin, por estar siempre pendientes de mis avances. Mis tíos (as) y primos (as). A Magui, por estar y soñar juntos, te has convertido en un ángel. Para cerrar, mi eterna gratitud a mis padres, Dios les pague por darme la vida, la compañía, su amistad, su experiencia, su vida entera, además, la oportunidad de llegar lejos a través de su esfuerzo, ejemplo, dedicación y amor. A mis abuelos (as), que descansen en paz. Gracias a ustedes soy y estoy aquí.

RESUMEN

La tecnología de bomba de calor es una alternativa interesante para la recuperación del calor residual de baja temperatura y su revalorización a temperaturas superiores a 80°C para atender la demanda de calor en procesos industriales, y así reducir el consumo de energía primaria y de emisiones asociadas. La tecnología actual de bombas de calor está limitada a la producción de calor por debajo de 80°C por las limitaciones de los fluidos de trabajo y de los componentes a operar a temperaturas más altas.

La utilización de mezclas de fluidos típicas de la tecnología de absorción, como la mezcla amoníaco/agua, en ciclos de compresión mecánica permite reducir la presión de alta, y operar con relaciones de compresión menores. Al ser las temperaturas de ebullición de ambos fluidos muy diferentes, la evaporación de la mezcla no puede ser completa y por esta razón se requiere incorporar una bomba de circulación en paralelo con el compresor. Esta tecnología se conoce como bomba de calor de compresión/resorción. Las ventajas de esta tecnología son múltiples: menores consumos de energía eléctrica en el compresor y operar a temperaturas superiores, con los mismos componentes que el ciclo convencional. Además, la selección de la composición de la mezcla de trabajo y de la calidad del vapor generado son parámetros adicionales que dotan al ciclo de una mayor flexibilidad de operación.

El objetivo de esta tesis doctoral es estudiar el ciclo de bomba de calor de compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona, así como realizar un estudio teórico/experimental del proceso de desorción en un intercambiador de calor de placas.

Para alcanzar el objetivo global de este trabajo se han definido diferentes objetivos específicos que se presentan a continuación: i) revisión bibliográfica de la demanda potencial de temperatura en el calor residual producido por diferentes industrias para su aprovechamiento en bombas de calor por compresión/resorción; ii) determinación de propiedades de la mezcla CO₂/acetona en intervalos de temperatura, presión y concentración de interés para las bombas de calor de compresión/resorción; iii) simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción y su correspondiente análisis de sensibilidad; iv) estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla en un intercambiador de calor de placas; v) desarrollo de una correlación empírica para la predicción del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/acetona y diseño térmico del desorbedor de una bomba de calor de una potencia nominal de 10 kW.

La tecnología actual de bomba de calor está desarrollada para aplicaciones de calefacción en zonas residenciales, sin embargo, la tecnología de bomba de calor no se ha expandido eficientemente a escala industrial. La revisión bibliográfica realizada muestra que existe una demanda potencial de calor entre 90 y 120°C y se argumenta que es especialmente accesible para los equipos actuales de bomba de calor. Las industrias en las cuales puede darse esta aplicación son: alimentación,

tabacalera, papel, química y madera. La tecnología de bomba de calor de alta temperatura se encuentra en fase de desarrollo.

Para la determinación de las propiedades termodinámicas de la mezcla de fluidos de trabajo se han revisado datos experimentales de los fluidos puros y de la mezcla CO₂/acetona. Se han encontrado datos experimentales en un intervalo de presión entre 7.2 y 14 MPa, de temperatura entre 291.15 y 393.15 K y de 0 a 0.98 en fracción molar de CO₂. Varios autores presentan diferentes modelos matemáticos y ecuaciones de estado para la determinación de propiedades de esta mezcla. Se ha seleccionado la ecuación de estado de Peng-Robinson como la más adecuada para determinar las propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona, y el modelado termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción. Se ha determinado el parámetro de interacción binaria para la mezcla CO₂/acetona a partir del ajuste de los datos experimentales de presión de vapor, composición molar de CO₂ en la fase líquida y fase vapor de la mezcla CO₂/acetona en el intervalo de temperatura de equilibrio líquido-vapor obtenido en la bibliografía. Se obtuvo una desviación máxima entre datos experimentales y calculados para el factor $K=y/x$, que relaciona la fracción molar de CO₂ en la fase vapor (y) con la de la fase líquida (x) en la mezcla CO₂/Acetona, para temperaturas en el intervalo de 291.15 a 313.15 K, 333.15 a 353.15 K y 333.15 a 393.15 K de 6.21%, 8.70% y 4.28%, respectivamente. Se encontró una desviación máxima entre datos experimentales y calculados de densidad de la mezcla CO₂/acetona de 2.45% y 4.11% para la fase líquida y vapor, respectivamente, y 5.35% para la entalpía de exceso.

La simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se basa en el balance de masa y energía para cada componente del ciclo y una serie de hipótesis asumidas del estado de la mezcla a la entrada y salida en los componentes. Se han seleccionado cinco variables independientes para la modelización del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión/resorción, estas son: temperatura de la solución a la salida del desorbedor, temperatura de la solución a la salida del resorbedor, diferencia de fracciones molares de CO₂ de la solución rica y pobre (Δx), presión de alta y caudal másico de vapor. Las condiciones de operación del ciclo de bomba de calor están definidas por dos aspectos: el intervalo de propiedades de la mezcla obtenido en literatura y el alcance de operación definido por el diagrama de equilibrio líquido-vapor de la mezcla. Los resultados del análisis de sensibilidad del ciclo muestran que si la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta de 30°C a 70°C el desempeño del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción disminuye desde un valor de 3 a 1.01. El mejor desempeño global del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se da con una diferencia de fracción másica (Δx) entre 0.15 y 0.20. Si aumenta la presión alta del ciclo de 30 a 50 bar, el desempeño del ciclo disminuye. Por otro lado, si la temperatura de la solución a la salida del resorbedor aumenta de 50 a 100°C, junto con la temperatura a la salida del desorbedor, el desempeño del ciclo disminuye. En la simulación termodinámica del ciclo de la bomba de calor de compresión / reabsorción utilizando la

mezcla de CO₂/acetona como fluido de trabajo, se ha demostrado una revalorización térmica desde una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 70°C hasta 100°C en la salida del resorbedor. Los valores calculados para la relación de caudales de solución y de vapor ($f = m_{líquido}/m_{vapor}$) se encuentran en el intervalo comprendido entre 3 y 7.

El estudio experimental del proceso de desorción tiene como finalidad obtener parámetros en transferencia de calor y masa del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Las condiciones de operación del banco de ensayos fueron determinadas a partir del modelado del ciclo de bomba de calor de compresión/resorción y del intervalo de caudales volumétricos del intercambiador de calor de placas usado. Se ha diseñado y construido un equipo experimental para realizar el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona en un intercambiador de calor de placas que opera como desorbedor. Los resultados experimentales muestran valores para el coeficiente de transferencia de calor (h_s) entre 0.10 a 0.52 kW/m². K. Una temperatura del agua de calentamiento de 40°C y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 20°C favorecen a la transferencia de calor. El valor de h_s disminuye cuando la presión de ensayo aumenta desde 10 a 18 bar. La transferencia de calor en el intercambiador mejora en fracciones máxicas bajas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (22 a 25%). El título de vapor medio calculado en el intercambiador de calor de placas alcanza un valor máximo del 16% a una presión de ensayo de 12 bar. El flujo de calor calculado en el intercambiador se encuentra en un rango entre 1.5 y 5.1 kW/m². El caudal máxico de desorción calculado entre 0.002 y 0.005 kg/s.

Se ha desarrollado una correlación matemática para el coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona a través de correlaciones de la literatura, obteniéndose valores de desviación máxica, media y mínima de 35.9, 15.1 y 0.1% entre datos experimentales y calculados con la correlación propuesta.

Se ha realizado el diseño térmico de un desorbedor usando un intercambiador de calor de placas. Los parámetros y condiciones de operación utilizados en el diseño fueron obtenidos a partir de la simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona y las características geométricas del intercambiador de calor de placas en el cual se realizaron los ensayos experimentales. Se seleccionó una potencia nominal del resorbedor de la bomba de calor de 10 kW y se determinó una carga térmica del desorbedor de 3.15 kW. Se ha determinado que es necesaria un área de transferencia de calor mínima de 1.01 m² en el desorbedor y 24 placas. La pérdida de carga en el desorbedor es de 0.638 bar.

ABSTRACT

Heat pump technology is an interesting option to recover waste heat at low temperatures (40-60°C) and upgrade it to temperatures above 80°C to meet the heat demand in industrial processes, and thus reduce consumption of primary energy and associated CO₂ emissions. Current heat pump technologies are limited by the thermodynamic properties of working fluids and the resistance of their components to take advantage of the high temperatures available in some industrial processes. Conventional fluids such as ammonia are used in heat pumps for industrial applications; however, this fluid or its solutions turn out to be toxic, polluting and limited.

The compression/resorption heat pumps represent an interesting option for this kind of applications. They use a zeotropic mixture (refrigerant/ absorbent) and a solution circuit between a desorber and a resorber, instead of the conventional evaporator and condenser used in the mechanical compression heat pump. The main advantage of the compression/resorption cycles involves the best performance due to pressure reduction of the high pressure in the cycle compared to the case using pure refrigerant, and the improvement of the cycle efficiency due to lower internal and external temperature gradients at the desorber and resorber (Lorentz cycle). Moreover, heat production may be varied by changing the concentration of the circulating solution between the desorber and resorber.

Carbon dioxide (CO₂) is a non-toxic, non-flammable, chemically inert refrigerant that can be found in nature and can also be mixed with other absorbent fluids for use in compression/resorption heat pumps. The CO₂/Acetone working fluid is a feasible alternative to be used in compression/resorption heat pump cycles due to its solubility and stability. This research aims to experimentally study the desorption process in a plate heat exchanger of the CO₂/Acetone mixture as an alternative for its use in the compression/ resorption heat pump cycle.

A series of specific objectives have been defined to achieve this goal. These objectives are i) Literature review on the potential temperature demand in waste heat produced by different industries for use in compression/resorption heat pumps. ii) Determination of the properties of the CO₂/acetone mixture in the ranges of temperature, pressure and concentration of interest for compression/resorption heat pumps. iii) Thermodynamic simulation of the compression/resorption heat pump cycle and its corresponding sensitivity analysis. iv) Experimental study of the desorption process of the mixture in a plate heat exchanger. v) Development of an empirical correlation to determine the heat transfer coefficient of the CO₂ / acetone mixture and thermal design of a heat pump with a nominal power of 10 kW.

Current heat pump technology is developed for space heating applications in residential areas; however, heat pump technology has not been efficiently expanded to an industrial scale. A literature review shows that there is a potential heat demand between 90 and 120°C, and it is argued that it is especially accessible for industrial heat pumps. This application is particularly suitable for industries such as food, tobacco, paper, chemicals and wood. Current industrial heat pump technology is in the development and prototype construction phase.

For the determination of properties, experimental data of the pure fluids and the CO₂/Acetone mixture has been reviewed. Experimental data have been found in a pressure range between 7.20 and 14 MPa, temperature between 291.15 to 393.15 K, and 0 to 0.98 in molar concentration of CO₂ for the CO₂/acetone mixture. Several authors expose different models and equations of state for the determination of properties in the studied mixture. The Peng-Robinson equation of state has been chosen as the most suitable for determining the thermodynamic properties of the CO₂/acetone mixture and modelling the compression/resorption heat pump cycle.

Binary interaction parameters have been determined from regression analysis between the with experimental pressure data, composition of CO₂ in each phase of the mixture corresponding to an equilibrium liquid-vapor temperature of the mixture CO₂/acetone. Values of factor $K=y/x$ have been obtained with experimental data of liquid-vapor equilibrium for a temperature range between 291.15 to 313.5 K, 333.15 to 353.15 and 333.15 a 393.15 K. A maximum deviation between experimental and calculated data in the case of using the Equation of State of Peng-Robinson of 6.21% is reported for temperatures between 291.15 K and 313.15 K, 8.70% for temperatures between 333.15 K and 353.15 K and 4.28% for 333.15 K and 393.15 K. A maximum deviation of 2.45% and 4.11% was found between experimental and calculated data for density of the mixture CO₂/acetone in the liquid and vapor phase, respectively, and of 5.35% for the excess enthalpy.

The simulation of the compression/resorption heat pump cycle is based on the energy and mass balance for each component of the cycle and a set of assumptions of the mixture's state at each component's inlet and outlet. Five independent variables have been selected for the thermodynamic cycle modelling of the compression/resorption heat pump, which is the following: solution temperature at the desorbers outlet, solution temperature at the resorber's outlet, difference between the global CO₂ concentration in the mixture and the poor solution (Δx), high pressure and vapor mass flow. The operation range of the heat pump's thermodynamic cycle is defined by two aspects: the range of the mixture properties obtained in the literature and the operating range defined by the liquid-vapor equilibrium diagram of the mixture.

The results of the sensitivity analysis show that if the temperature of the solution at the desorber's outlet increases from 30°C to 70°C the performance of the compression/resorption heat pump's cycle decreases from 3 to 1.1. The best global performance of the compression/resorption heat pump's cycle is achieved with a Δx range between 0.15 and 0.20. If the high pressure of the cycle increases from 30 to 50 bar, the cycle's performance decreases. In the thermodynamic simulation of the compression / resorption heat pump cycle using the CO₂/acetone mixture as working fluid, a heat thermal upgrade has been demonstrated from a solution temperature at the desorber outlet of 70°C to 100°C at the resorber's exit. It is also shown that the variation in vapour flow does not affect the performance of the cycle, since the results overlap one another. The calculated values for the solution flow ratio ($f = m_{\text{liquid}}/m_{\text{vapor}}$) are in the range between 3 and 7.

The aim of the experimental study of the desorption process is to obtain parameters in heat and mass transfer of the CO₂/acetone mixture in a heat plate exchanger. The operating conditions and independent

variables of the experimental equipment have been determined from the modelling of the compression/resorption heat pump cycle and the volumetric flow range rates of the heat plate exchanger used. Has been designed and built experimental equipment to study the desorption process of the CO₂/acetone mixture in a heat plate exchanger as a desorber.

The experimental results show values for the heat transfer coefficient (h_s) between 0.10 and 0.52 kW/m².K. A temperature of the heating water of 40°C and a Logarithmic mean temperature difference between 5 to 12°C enhance the heat transfer. The h_s value decreases when the pressure increases from 10 to 18 bar. The heat transfer in the heat exchanger improves with the low mass fraction of CO₂ in the CO₂/Acetone solution (22% - 25%). The calculated mean vapour quality reaches a maximum value of 16% at a test pressure of 12 bar. The calculated heat flow in the heat exchanger is between the 1.5 and 5 kW/m² range. The desorption mass flow rate is between 0.002 and 0.005 kg/s.

A mathematical correlation has been developed for the h_s of the CO₂/acetone mixture through correlations found in literature and the adjustment of values in its coefficients. A maximum, medium and minimum deviation of 35.9, 15.1 and 0.1% has been obtained between experimental data and determined by the proposed correlation.

The thermal design of a desorber has been developed with a heat plate exchanger. The parameters and operating conditions used in the design were obtained from the thermodynamic simulation of the compression/resorption heat pump cycle using the CO₂/acetone mixture as work fluid and the geometric characteristics of the heat plate exchanger in which the tests were performed. Was selected a nominal capacity in the compression/resorption heat pump absorber of 10 kW was selected, and a desorber heat load of 3.15 kW was determined. A minimum value of the heat transfer area of 1.01 m² was determinate in the heat plate exchanger and 24 plates. The pressure drop calculated in the desorber was 0.638 bar.

CONTRIBUCIONES REALIZADAS

Revistas

- P. Dávila, M. Bourouis, J. Prieto, D. Salavera, A. Coronas. Un <<nouveau>> coupe pour les PAC à compression/résorption. Revue Générale du Froid et du conditionnement de l'air. Association Française du Froid, 2019. No. 1173, ISSN: 1958-4490-6.
- P. Dávila, M. Bourouis, A. Coronas. Experimental investigation of the desorption process with CO₂/acetone mixture in a plate heat exchanger for compression/resorption heat pumps. Paper under preparation.

Proceedings

- P. Dávila, M. Bourouis, A. Coronas. Methodology of the experimental study of the desorption process of the CO₂/acetone mixture in a plate heat exchanger for compression/resorption heat pumps. XI National and II International Engineering Thermodynamics Congress, 11 CNIT. Albacete - España. Junio 2019. No. 11CNIT-31022-2019. ISBN: 978-84-09-14637-6

Congresos

- P. Dávila, M. Bourouis, A. Coronas. Preliminary results of the characterization of the desorption process of the CO₂/acetone mixture in a plate exchanger. 9th. International Seminar on Thermodynamic Engineering of Fluids. Tarragona – España. Julio 2019. ISBN: 978-84-09-11635-5
- P. Dávila, M. Bourouis, J. Prieto, D. Salavera, A. Coronas. Thermodynamic cycle analysis of compression/resorption heat pump using CO₂/Acetone fluid mixture. Congress:9th. Colloque Francophone en Énergie, Environneme, Économie et Thermodynamique (COFRET '18). Strasbourg-Francia. Junio 2018, ISSN: 1958-4490-6.
- P. Dávila, M. Bourouis, A. Coronas. Investigation of compression/resorption heat pumps. 8th. International Seminar on Thermodynamic Engineering of Fluids. Tarragona – España. Julio 2018. ISBN: 978-84-09-10539-7
- P. Dávila, M. Bourouis, A. Coronas. Estudio bibliográfico de fluidos absorbentes en combinación con CO₂ para sistemas de bomba de calor por resorción/compresi3n. 7th. International Seminar on Thermodynamic Engineering of Fluids. Tarragona – España. Mayo 2017. ISBN: 978-84-09-10382-5

CONTENIDO

RESUMEN	V
ABSTRACT	IX
CONTRIBUCIONES REALIZADAS	XIII
LISTADO DE FIGURAS	19
LISTADO DE TABLAS	23
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS	29
1.1 INTRODUCCIÓN	31
1.2 BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ	33
1.2.1 Tipos de bombas de calor	33
1.2.2 Comportamiento de la bomba de calor de Carnot	34
1.2.3 Situación actual de la tecnología de bomba de calor por compresión	35
1.3 BOMBAS DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ	38
1.4 CICLOS DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON MEZCLAS DE CO₂	41
1.5 USO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS EN SISTEMAS DE REFRIGERACION Y BOMBAS DE CALOR	42
1.6 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓ	52
1.7 ESTRUCTURA DE LA TESIS	54
CAPÍTULO 2 MODELIZACIÓ DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA Y DEL CICLO TERMODINÁMICO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ	57
2.1 INTRODUCCIÓ	59
2.2 REVISIÓ BIBLIOGRÁFICA DE LAS PROPIEDADES Y DEL MODELADO DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA	60
2.3 MODELIZACIÓ DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS CON LA ECUACIÓ DE ESTADO DE PENG-ROBINSON	66
2.3.1 Ecuación de estado de Peng-Robinson para fluidos puros	66
2.3.2 Ecuación de estado de Peng-Robinson para mezclas	67
2.3.3 Determinación del parámetro de interacción binaria	68
2.4 DETERMINACIÓ DE LA DENSIDAD, LA ENTALPIA Y LA ENTROPÍA	72
2.4.1 Densidad	73
2.4.2 Entalpía	75
2.4.3 Entropía	77
2.5 SIMULACIÓ DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ	77
2.5.1 Variables independientes y condiciones asumidas para el funcionamiento del ciclo de bomba de calor por compresión/resorciÓ usando la mezcla CO ₂ /Acetona	79
2.5.2 Intervalo de operaciÓ del ciclo de bomba de calor por compresión/ resorciÓ	82

2.5.3 Casos de estudio para el análisis paramétrico.....	84
2.6 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ USANDO LA MEZCLA CO₂/ACETONA	85
2.7 COMPARACIÓ DE RESULTADOS DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ USANDO LA MEZCLA CO₂/ACETONA CON INVESTIGACIONES AFINES.....	94
2.8 CONCLUSIONES	96
CAPÍTULO 3 DESCRIPCIÓ DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL Y DETERMINACIÓ DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓ PARA EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ	99
3.1 INTRODUCCIÓ	101
3.2 DESCRIPCIÓ DE LA INSTALACIÓ EXPERIMENTAL	101
3.2.1 Circuito de soluci3n.....	102
3.2.2 Circuitos de precalentamiento, calentamiento y enfriamiento.....	103
3.2.3 Descripci3n del intercambiador de calor de placas utilizado.....	103
3.2.4 Componentes auxiliares e instrumentaci3n de la instalaci3n experimental.....	104
3.2.4.1 Componentes auxiliares.....	104
3.2.4.2 Instrumentaci3n.....	106
3.3 CONDICIONES DE OPERACIÓ PARA EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ	109
3.4 CARGA INICIAL Y PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓ EXPERIMENTAL Y PROCEDIMIENTO DE REALIZACIÓ DE ENSAYOS	113
3.4.1 Carga inicial y puesta a punto de la instalaci3n experimental.....	113
3.4.2 Procedimiento para la realizaci3n de ensayos experimentales.....	114
3.5 REDUCCIÓ DE DATOS EXPERIMENTALES	116
3.6 CONCLUSIONES	121
CAPÍTULO 4 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓ DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS ..	123
4.1 INTRODUCCIÓ	125
4.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	126
4.2.1 Coeficiente de transferencia de calor de la soluci3n CO ₂ /acetona.....	126
4.2.2 Título de vapor medio en desorbedor.....	135
4.2.3 Flujo de calor en el desorbedor.....	139
4.2.4 Flujo másico de desorci3n.....	143
4.3 COMPARACIÓ CON DATOS EXPERIMENTALES DE LA BIBLIOGRAFÍA DEL PROCESO DE DESORCIÓ EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	150
4.3.1 Desorci3n de mezclas de amoniaco en el mismo intercambiador de calor de placas...	150
4.3.2 Comparaci3n de la condensaci3n del amoniaco y del dióxido de carbono y de la desorci3n de sus mezclas en agua y acetona.....	152
4.3.3 Comparaci3n de propiedades de transporte de mezclas de amoniaco con CO ₂ /acetona	153

4.4 DESARROLLO DE UNA CORRELACIÓ EMPÍRICA EN EL PROCESO DE DESORCIÓ PARA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA EN UN INTERCABIADOR DE CALOR DE PLACAS	155
4.4.1 CorrelaciÓ empírica para el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO ₂ /acetona.....	155
4.4.2 ComparaciÓ de la correlaciÓ propuesta con los datos experimentales.....	160
4.5 DISEÑO TÉRMICO DE UN DESORBEDOR CON INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	163
4.5.1 Condiciones de operaciÓ y metodologí para el diseÑO de un desorbedor utilizando la mezcla CO ₂ /acetona como fluido de trabajo y un intercambiador de calor de placas.....	163
4.5.2 Resultados del diseÑO térmico del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas.....	167
4.6 CONCLUSIONES	170
CAPÍTULO 5 CONCLUSIONES GENERALES Y PERSPECTIVA DE TRABAJOS FUTUROS	173
5.1 CONCLUSIONES GENERALES	175
5.1 DeterminaciÓ de propiedades termodinámicas de la mezcla CO ₂ /acetona.....	175
5.2 SimulaciÓ termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresiÓ/resorciÓ	176
5.3 Estudio experimental del proceso de desorciÓ en un intercambiador de calor de placas ..	177
5.4 ObtenciÓ de una correlaciÓ empírica para el coeficiente de transferencia de calor de soluciÓ y diseÑO de un desorbedor usando intercambiadores de calor de placas.	179
5.2 PERSPECTIVA DE TRABAJOS FUTUROS	180
REFERENCIAS	181
ANEXOS	187

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1.1 Demanda de energía final en la industria europea por aplicación amplia (izquierda), demanda de calor de proceso por nivel de temperatura (centro) y fuente de energía (derecha) (RES = renovable energies sources)	31
Figura 1.2 Representación de fuentes y demandas de calor en una bomba de calor industrial.	32
Figura 1.3 Aprovechamiento de calor residual y emisiones de CO ₂ en industria con a) tecnología convencional usando combustibles fósiles y b) tecnología de bomba de calor.....	32
Figura 1.4 Bombas de calor accionadas por trabajo (a) y con accionamiento térmico tipo I (b) y tipo II (transformador de calor) (c).....	33
Figura 1.5 COP del ciclo ideal de Carnot	35
Figura 1.6 Configuraciones de ciclos de bombas de calor de alta temperatura: (a) simple etapa (b) simple etapa sin intercambiador de calor interno, (c) transcrito con CO ₂ , (d) cascada con fluidos diferentes, (e) simple etapa con intercambiador de calor interno y (f) doble etapa de compresión con inyección de vapor.	36
Figura 1.7 Variación del COP de diferentes bombas de calor comerciales en función del salto de temperaturas T_2-T_1 , para producción de calor a 140°C.	37
Figura 1.8 Esquema de la bomba de calor de compresión/resorción con temperaturas tipo ejemplo en circuitos externos	39
Figura 1.9 (a) ciclo de compresión seca (b) ciclo de compresión húmeda	40
Figura 2.1 Proceso para la determinación de parámetros de interacción binaria y comparación del factor $K=y/x$	69
Figura 2.2 Presión de vapor de la mezcla CO ₂ /acetona vs. Fracción molar de CO ₂ a diferentes temperaturas, calculadas con la ecuación de estado de Peng-Robinson.....	71
Figura 2.3 Diagrama PTXY (Presión, Temperatura, composición en fase líquida y fase vapor) de la mezcla CO ₂ /acetona.....	72
Figura 2.4 Esquema del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	78
Figura 2.5 Secuencia lógica de programación de la simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	81
Figura 2.6 Trazado de los resultados del caso ejemplo de estudio en el diagrama TPXY de la mezcla CO ₂ /acetona.....	83
Figura 2.7 Resultados del COP del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción con diferentes valores en las variables independientes a una presión alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 30°C.....	86
Figura 2.8 Resultados del COP del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción para diferentes valores de las variables independientes a una presión alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 50°C.....	87
Figura 2.9 Resultados del COP del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción con diferentes valores en las variables independientes a una presión alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 70°C.....	88

Figura 2.10 COP del ciclo de bomba de calor en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor a una presión alta del ciclo de 30 bar.	90
Figura 2.11 COP del ciclo de bomba de calor en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor, a una presión alta del ciclo de 40 bar.	90
Figura 2.12 COP del ciclo de bomba de calor en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor, a una presión alta del ciclo de 50 bar.	91
Figura 2.13 Relación de caudal de solución y de vapor (f) del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y flujo másico de vapor; a una presión alta del ciclo de 30 bar.	93
Figura 2.14 Relación de caudal de solución y de vapor (f) del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor; a una presión alta del ciclo de 40 bar.	93
Figura 2.15 Relación de caudal (f) del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor; a una presión alta del ciclo de 50 bar.	94
Figura 3.1 Esquema de la instalación experimental diseñada y construida para el estudio del proceso de desorción con CO ₂ /acetona	102
Figura 3.2 Dimensiones geométricas de una placa del intercambiador para el estudio experimental	104
Figura 3.3 Procedimiento para la determinación de las condiciones de operación en la instalación experimental para el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO ₂ /acetona.	113
Figura 3.4 Secuencia para la realización de un ensayo	115
Figura 4.1 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una DTML entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, y d) 31%	128
Figura 4.2 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 12 y 15°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, y d) 31%	131
Figura 4.3 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 15 y 20°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 25%, b) 28%, y c) 31%	133
Figura 4.4 Variación del título de vapor medio (.....	136
Figura 4.5 Variación del coeficiente de transferencia de calor de solución (h_s) en función del título de vapor medio (q_{medio}) en el intercambiador a diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%; respectivamente.	138
Figura 4.6 Variación del flujo de calor (q'') en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%	140

Figura 4.7 Variación del flujo de calor (q'') en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 12 y 15°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%	141
Figura 4.8 Variación del flujo de calor (q'') en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 15 y 20°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 25%, b) 28%, c) 31%	142
Figura 4.9 Variación del flujo másico de desorción (m_{des}) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%	144
Figura 4.10 Variación del flujo másico de desorción (m_{des}) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 12 y 15°C y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%	145
Figura 4.11 Variación del flujo másico de desorción (m_{des}) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 15 y 20°C, y diferentes fracciones másicas de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona: a) 25%, b) 28%, c) 31 %	146
Figura 4.12 Datos experimentales del flujo másico de desorción (m_{des}) en función del título de vapor medio (q_{medio}) en el intercambiador a distintas temperaturas en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor y una fracción másica de CO ₂ en acetona de: a) 22%; b) 25%, c) 28%, d) 31%	147
Figura 4.13 Comparación de valores experimentales (h_s) y calculados por medio de correlación (h_{s_corr}) del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO ₂ /acetona a una fracción másica de CO ₂ en acetona de: a) 22%; b) 25%, c) 28%, d) 31%	161
Figura 4.14 Conjunto de valores experimentales de h_s y determinados por correlación (h_{s_corr}) del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO ₂ /acetona	162
Figura A.1 Esquema y dimensiones del depósito de solución	190

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1.1 Características técnicas de las bombas de calor de alta temperatura disponibles comercialmente	37
Tabla 1.2 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de amoniaco y mezclas en intercambiadores de calor de placas	43
Tabla 1.3 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de CO ₂ puro y mezclas en intercambiadores de calor de placas	50
Tabla 2.1 Resumen de publicaciones con datos experimentales del equilibrio.....	61
liquido-vapor y otras propiedades termodinámicas de la mezcla CO ₂ /acetona.....	61
Tabla 2.2 Métodos utilizados en la bibliografía para la determinación del equilibrio liquido vapor de la mezcla CO ₂ /acetona.....	63
Tabla 2.3 Propiedades físicas y termodinámicas para el CO ₂ y la acetona	66
Tabla 2.4 Desviación de datos de presión de vapor y factor $K=y/x$ para datos experimentales y calculados por Peng-Robinson	70
Tabla 2.5 Valores del parámetro de interacción binaria (k_{12}) obtenidos a diferentes temperaturas para la mezcla CO ₂ /acetona.....	70
Tabla 2.6 Parámetros de interacción binaria (k_{12}) para la mezcla CO ₂ /acetona	70
Tabla 2.7 Coeficientes de la correlación (2.17) para la determinación de la composición molar de CO ₂ a partir de la temperatura y la densidad en fase líquida de la mezcla CO ₂ /acetona	74
Tabla 2.8 Valor de los parámetros de Rackett para el CO ₂ (1) y la acetona (2)	75
Tabla 2.9 Coeficientes utilizados para el cálculo de capacidad calorífica, entalpía y entropía molar ideal para el CO ₂ y la Acetona	76
Tabla 2.10 Ecuaciones utilizadas en los balances de masa y energía en la simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	79
Tabla 2.11 Hipótesis del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	80
Tabla 2.12 Variables independientes consideradas para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	82
Tabla 2.13 Valores seleccionados como ejemplo para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona.....	82
Tabla 2.14 Intervalo de operación para el ciclo de bomba de calor por compresión resorción usando la mezcla CO ₂ /Acetona.....	83
Tabla 2.15 Casos de estudio paramétrico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona	84
Tabla 2.16 Comparación de resultados del ciclo de bomba de calor por	95
compresión / resorción usando la mezcla CO ₂ /acetona con investigaciones afines	95
Tabla 3.1 Características del intercambiador de placas.....	104
Tabla 3.2 Características técnicas de componentes colocados en la instalación experimental	106
Tabla 3.3 Características técnicas de la instrumentación en la instalación experimental.....	108

Tabla 3.4 Variables y rangos operativos del modelo del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción	109
Tabla 3.5 Caudal volumétrico máximo y mínimo del canal central del intercambiador	110
Tabla 3.6 Variables y condiciones de operación para la instalación experimental	112
Tabla 3.7 Constantes para la correlación de Kumar	118
Tabla 3.8 Intervalo de valores calculados para los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt en el agua de calentamiento	119
Tabla 4.1 Efecto de las variables del estudio paramétrico sobre los parámetros de transferencia de calor y masa	148
Tabla 4.2 Condiciones operativas usadas por Oronel et al. [29] y Táboas [31] y resultados en parámetros de transferencia de calor en el mismo intercambiador de calor	151
Tabla 4.3 Comparación de la condensación y desorción del amoníaco y dióxido de carbono.	152
Tabla 4.4 Comparación de las propiedades de transporte de los fluidos de trabajo de Oronel et al. [29] y Táboas [31] con la mezcla CO ₂ /acetona	154
Tabla 4.5 Desviaciones determinadas entre datos experimentales y por correlación del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO ₂ /acetona.	162
Tabla 4.6 Pérdida de carga calculada para el diseño térmico del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas	167
Tabla 4.7 Requerimientos para el diseño del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas	168
Tabla 4.8 Parámetros termodinámicos para el diseño del desorbedor usando intercambiadores de calor de placas	168
Tabla 4.9 Resultados geométricos requeridos para el diseño del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas	169
Tabla A.1 Casos de estudio para la determinación de caudal máximo y mínimo de la solución CO ₂ /acetona para el canal central del intercambiador usado como desorbedor	192
Tabla A.2 Datos experimentales del proceso de desorción de la mezcla CO ₂ /acetona medidos en el equipo experimental	196

Nomenclatura

A,B	Parámetros adimensionales de mezcla [-]
A	Área [m ²]
a,b	Parámetros característicos de los componentes de una mezcla [-]
b	Profundidad de corrugación de placa [mm]
Bo	Número de ebullición [-]
c	Factor de corrección de volumen específico de Peneloux [-]
Co	Número de convección [-]
COP	Coefficiente de operación [-]
Cp	Capacidad calorífica másica [kJ/(kg.K)]
e	Espesor [m]
F	Parámetro característico de fricción [-]
f	Relación de caudales másicos de solución y de vapor [-]
g	Constante de gravedad [m/s ²]
h	Entalpía másica [kJ/kg]
h	Coefficiente de transferencia de calor [kW/(m ² . K)]
K	Factor (y/x) [-]
k	Parámetro de interacción binaria de mezcla [-]
L	Longitud característica del intercambiador de calor [m]
DTML	Diferencia de temperaturas media logarítmica [-]
m	Parámetro de mezcla en función del factor acéntrico de Pitzer [-]
\dot{m}	Caudal másico [kg/s]
Nu	Número Nusselt [-]
R	Constante de gas ideal [J/(mol.K)]
Re	Número Reynolds [-]
s	Entropía másica [kJ/ (kg. K)]
P	Presión de vapor [bar]
Pr	Número de Prandlt [-]
Q	Potencia térmica [kW]
Qv	Calor latente de vaporización del refrigerante [kJ/kg]
q	Flujo de calor [kW/m ²]
q	Título de vapor [-]
T	Temperatura [K]

U	Coefficiente global de transferencia de calor [kW/(m ² . K)]
V	Velocidad [m/s]
<i>v</i>	Volumen molar [cm ³ /mol]
\dot{v}	Caudal volumétrico [m ³ /s]
w	Factor acéntrico de Pitzer [-]
x	Fracción molar en fase líquida [mol/mol]
y	Fracción molar en fase vapor [mol/mol]
Z	Factor de compresibilidad [-]

Caracteres especiales

α	Parámetro en función de temperatura reducida [-]
β	Ángulo de placa del intercambiador de calor de placas [°]
ρ	Densidad [kg/m ³]
ε	Efectividad [%]
ϕ	Fugacidad del componente de una mezcla [-]
Λ	Separación entre corrugaciones de placa [mm]
μ	Viscosidad [mPa.s]
γ	Conductividad térmica [W/(m.K)]

Abreviaturas

DES	Desorbedor
ECA	Equipo de calentamiento
EEN	Equipo de enfriamiento
ELV	Equilibrio de fases líquido-vapor
EPR	Equipo pre – calentador
PDI	Sistema de control de temperatura
PM	Peso molecular
PR	Ecuación de estado de Peng–Robinson
PT	Ecuación de estado de Patel-Teja
PTXY	Presión, temperatura, composición molar en fase líquida y fase vapor
SRK	Ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong

Subíndices y superíndices

a	Agua
<i>amb</i>	Ambiente
a_res:	Agua del resorbedor

a_des:	Agua del desorbedor
CA	Canales de agua en el intercambiador de calor de placas
canal	Canal del intercambiador de calor de placas
Carnot	Ciclo ideal de Carnot
CD	Modo de ebullición convectiva dominante
CO ₂	Composición molar/másica de CO ₂
comp	Compresor
corr	Correlación
crit	Crítico
CS	Canales de solución en el intercambiador de calor de placas
des	Desorción/desorbedor
desv	Desviación del estado ideal
est	estática
equi	Equivalente
f	Fricción
fg	Cambio de líquido a vapor
fl	fluido
fuelle	Fuente de calor
G	Global
i	Indicador del número de componente en la mezcla
ij	Parámetro de combinación en mezclas
ing_a	Ingreso de agua
ing_s	Ingreso de solución
inter_calor	Intercambiador de calor
l	Fase líquida
lift	Salto de temperatura entre fuente y sumidero
l – s	Estado de líquido saturado
l_s_corr	Líquido saturado corregido
medio	Valor medio
mom	Momento
n	Término normalizado
NC	Modo de ebullición combinada
ND	Modo de ebullición nucleada dominante

<i>o</i>	Componente puro
<i>placa</i>	Placa del intercambiador de calor
<i>pt</i>	Puertos del intercambiador de calor
<i>RA</i>	Parámetro de Rackett
<i>r</i>	Reducido
<i>s</i>	Solución
<i>sat</i>	Saturación
<i>sal_a</i>	Salida de agua
<i>sal_s</i>	Salida de solución
<i>s_conv</i>	Solución en ebullición convectiva
<i>s_nucl</i>	Solución en ebullición nucleada
<i>sub</i>	Estado de subenfriamiento
<i>transc</i>	Transcrítico
<i>transf</i>	Transferencia de calor
<i>v</i>	Fase vapor
<i>v – s</i>	Vapor saturado

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓ

Las necesidades de calor del sector industrial suponen un 20% del consumo global de energí, y en su mayor parte proceden de la combustión de recursos fósiles [1]. Por esta razón, es la mayor fuente de emisiones directas de CO₂ al ambiente, aproximadamente un 24% de las emisiones totales en el año 2018 (8.5 Gigatoneladas de CO₂) [2]. En los próximos años este sector deberá reducir la huella de carbono para cumplir con los compromisos intergubernamentales internacionales (XXI Conferencia Internacional sobre Cambio Climático: COP 21, COP 22... etc.), para lo cual tendrá que implementar tecnologías energéticas limpias, sustituir los combustibles fósiles por recursos renovables y mejorar la eficiencia energética en procesos y sistemas de generaci3n energética.

Son numerosos los procesos industriales en que una gran cantidad de calor residual se desecha al ambiente mediante torres de refrigeraci3n o aerotermos. Una gran parte de este calor es de baja temperatura y no puede ser reutilizado directamente por falta de demanda de calor a estas temperaturas. Globalmente, se estima que el 42% del calor industrial residual se produce a temperaturas por debajo de 100°C [3]. En cuanto a la demanda de calor, una parte importante del calor de proceso en los sectores industriales agroalimentario, químico y del papel, es a temperaturas inferiores a 150°C.

En la Figura 1.1, se muestra la distribuci3n de la demanda de energí en el sector industrial en Europa [4] e ilustra acerca de la importancia de la demanda de calor de proceso (66%) y de calefacci3n de espacios (11%).

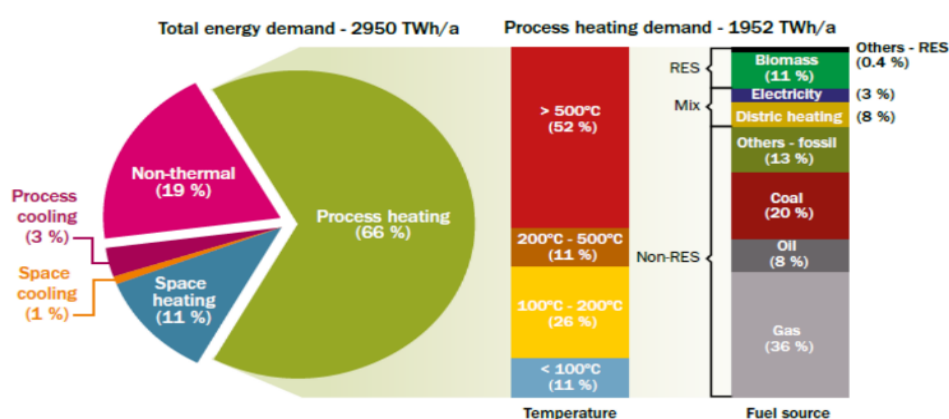


Figura 1.1 Demanda de energí final en la industria europea por aplicaci3n amplia (izquierda), demanda de calor de proceso por nivel de temperatura (centro) y fuente de energí (derecha) (RES = renewable energies sources) [4]

Además, puede observarse en esta figura como el 11% de la demanda de calor de proceso es a temperaturas inferiores a 100°C, y el 26% entre 100 y 200°C.

La recuperación del calor residual de baja temperatura y su revalorización a temperaturas más elevadas en donde existe demanda de calor, es posible mediante la tecnología de bomba de calor. En la Figura 1.2, se muestra esquemáticamente una bomba de calor junto con las fuentes y demandas de calor del ámbito industrial. La bomba de calor es una tecnología probada, reconocida como tecnología renovable y que destaca por su eficiencia energética en la producción de calor; su aplicación al ámbito industrial podría reducir significativamente el consumo de energía primaria y reducir las emisiones de calor al ambiente, y las emisiones de CO₂ (Figura 1.3), lo cual justifica su inclusión estratégica en el proceso de descarbonización del sector industrial en muchos países.

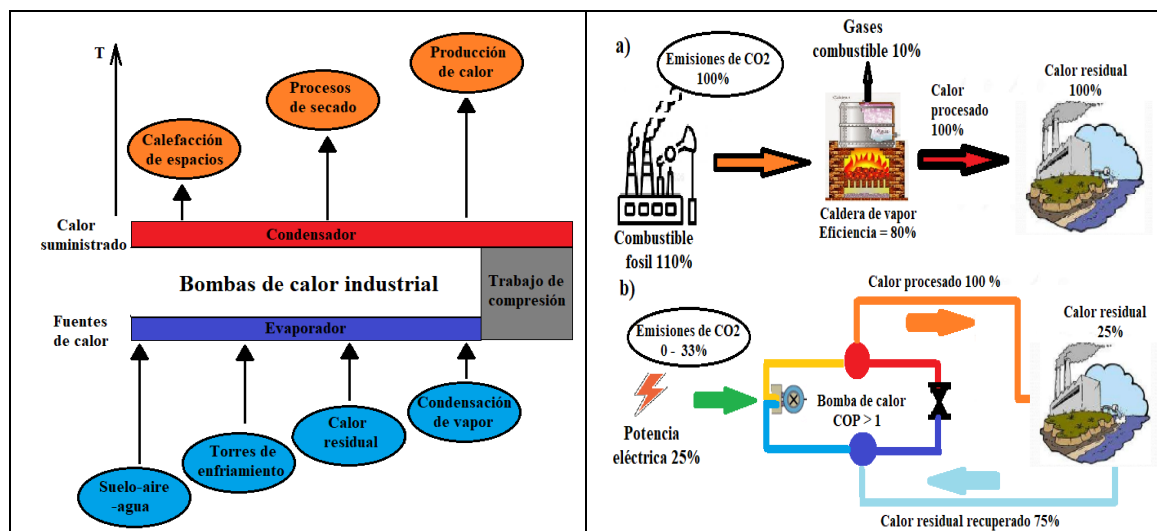


Figura 1.2 Representación de fuentes y demandas de calor en una bomba de calor industrial [5].

Figura 1.3 Aprovechamiento de calor residual y emisiones de CO₂ en industria con a) tecnología convencional usando combustibles fósiles y b) tecnología de bomba de calor [4].

Actualmente la tecnología de bomba de calor se utiliza en el sector residencial y comercial para aplicaciones de calefacción y calentamiento de agua sanitaria, a temperaturas de hasta 60°C. En el sector industrial, su presencia es muy pequeña, entre otras razones porque al ser las demandas de calor a temperaturas más elevadas, la tecnología actual no puede hacerlo y se requieren nuevos desarrollos para la producción de calor a temperaturas superiores, y de esta manera penetrar en el sector industrial. Las limitaciones tecnológicas actuales de las bombas de calor de compresión tienen que ver tanto con los fluidos de

trabajo que no son adecuados para operar a altas temperaturas, como con los componentes actualmente disponibles, especialmente compresores con limitaciones de temperatura de descarga, lubricantes y presión de operación.

1.2 BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓN

1.2.1 Tipos de bombas de calor

Las tecnologías de bombas de calor pueden clasificarse desde el punto de vista termodinámico según su activación energética mediante trabajo o calor. Dentro del primer grupo, los sistemas típicos son las bombas de calor de compresión, mientras que en el segundo tipo hay dos posibilidades: las bombas de calor con accionamiento térmico tipo I o tipo II, más conocida esta última como transformador de calor (Figura 1.4).

Las bombas de calor accionadas con trabajo intercambian calor a dos temperaturas diferentes. La baja temperatura es la temperatura de la fuente de calor disponible, T_1 , mientras que la temperatura alta corresponde a la de suministro de calor, T_2 , y la diferencia de estas temperaturas, $T_2 - T_1$, es la elevación de temperatura realizada con la bomba de calor.

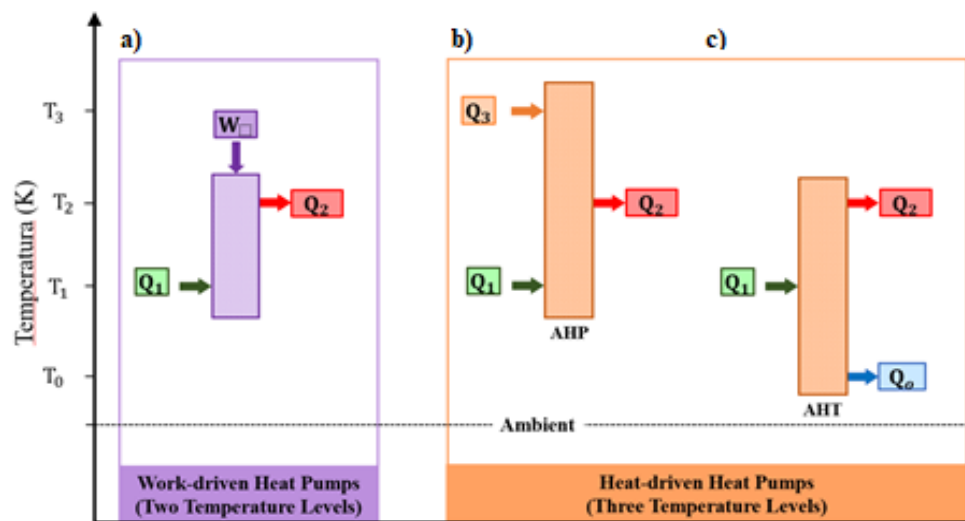


Figura 1.4 Bombas de calor accionadas por trabajo (a) y con accionamiento térmico tipo I (b) y tipo II (transformador de calor) (c)

La eficiencia energética de estos equipos es caracterizada a través del Coeficiente de Operación (COP) definido como la relación del calor producido Q_2 dividido por el trabajo consumido W . El balance de energía en la bomba de calor, nos permite relacionar los

intercambios de energía en forma de calor y de trabajo que tienen lugar, $Q_1 + W = Q_2$, y el $COP = Q_2/W$.

Estos equipos también se conocen como amplificadores de calor, ya que el calor producido es siempre mayor que la energía en forma de trabajo consumido, por lo que el COP es siempre mayor que la unidad.

Las bombas de calor con accionamiento térmico requieren el intercambio de calor por lo menos con tres fuentes térmicas, a baja, media y alta temperatura. En el caso de las bombas de calor con accionamiento térmico tipo I (Figura 4.b), su funcionamiento es muy similar al de compresión de vapor, su diferencia consiste en sustituir el trabajo requerido para su accionamiento por el calor requerido (Q_3) de alta temperatura (T_3). En este caso el balance de energía se escribe como: $Q_1 + Q_3 = Q_2$ siendo $COP = Q_2/Q_3$.

En el caso del transformador de calor (Figura 4.c), el calor procedente de la fuente de calor (Q_1) se encuentra a una temperatura intermedia (T_1). Este calor es revalorizado en parte (Q_2) a la temperatura de suministro de calor (T_2), mientras que el calor restante (Q_0) es degradado a la temperatura baja (T_0) y disipado al ambiente. En este caso el balance de energía se escribe de la forma: $Q_1 = Q_2 + Q_0$ y el $COP = Q_2/Q_1$. Al ser dominante la tecnología de bomba de calor de compresión, nos limitaremos en adelante a este tipo de equipos.

1.2.2 Comportamiento de la bomba de calor de Carnot

El modelo de bomba de calor ideal accionada con trabajo, es el ciclo de Carnot, siendo en este caso el $COP_{Carnot} = T_2/(T_2 - T_1)$ función de la temperatura T_2 de suministro de calor, y de la elevación de temperatura del calor suministrado respecto de la fuente de calor $T_2 - T_1$.

En la figura 1.5, se muestra la representación gráfica del COP del ciclo ideal de Carnot, en función de la temperatura de la fuente de calor para distintos valores de la temperatura de suministro de calor [6]. Puede observarse como el COP aumenta con la temperatura de la fuente de calor para un valor dado de la temperatura de suministro de calor, mientras disminuye con la temperatura del suministro de calor cuando la temperatura de la fuente de calor está fijada. Obsérvese que para un valor determinado de la diferencia de temperaturas ($T_2 - T_1$), por ejemplo, de 70 K, el COP se mantiene y hasta aumenta ligeramente, de 5.3 a 5.9, cuando la temperatura de producción de calor pasa de 100 a 140°C. Se observa también que el COP aumenta de 11.8 a 12.4 cuando la temperatura de demanda pasa de 80 a 100°C.

Por lo que puede concluirse que el potencial de revalorización se mantiene elevado a altas temperaturas y el *COP* de bomba de calor es mayor que la unidad, haciendo esta tecnología prometedora.

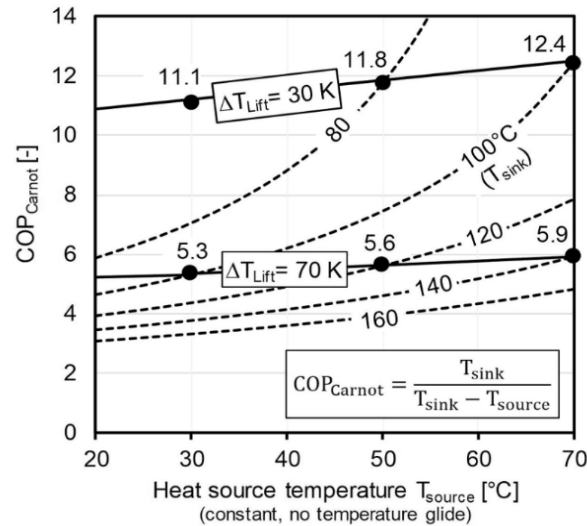


Figura 1.5 *COP* del ciclo ideal de Carnot [6]

1.2.3 Situación actual de la tecnología de bomba de calor por compresión

La tecnología de bomba de calor basada en la compresión mecánica de vapor es la más desarrollada y extendida comercialmente. Arpagaus et al. [6] han publicado recientemente una revisión completa y rigurosa sobre las tecnologías de bomba de calor de compresión a alta temperatura, y Ayou et al. [7] incluyen también en su revisión las bombas de calor con activación térmica, de igual forma realizan una descripción de esta tecnología, sus aplicaciones y futuros trabajos. La tecnología de compresión mecánica de vapor utiliza una gran variedad de configuraciones desde los ciclos de simple etapa con o sin intercambiador de calor interno, de compresión multietapa, de cascada con diferentes fluidos de trabajo o transcrito con CO₂. (Fig. 1.6)

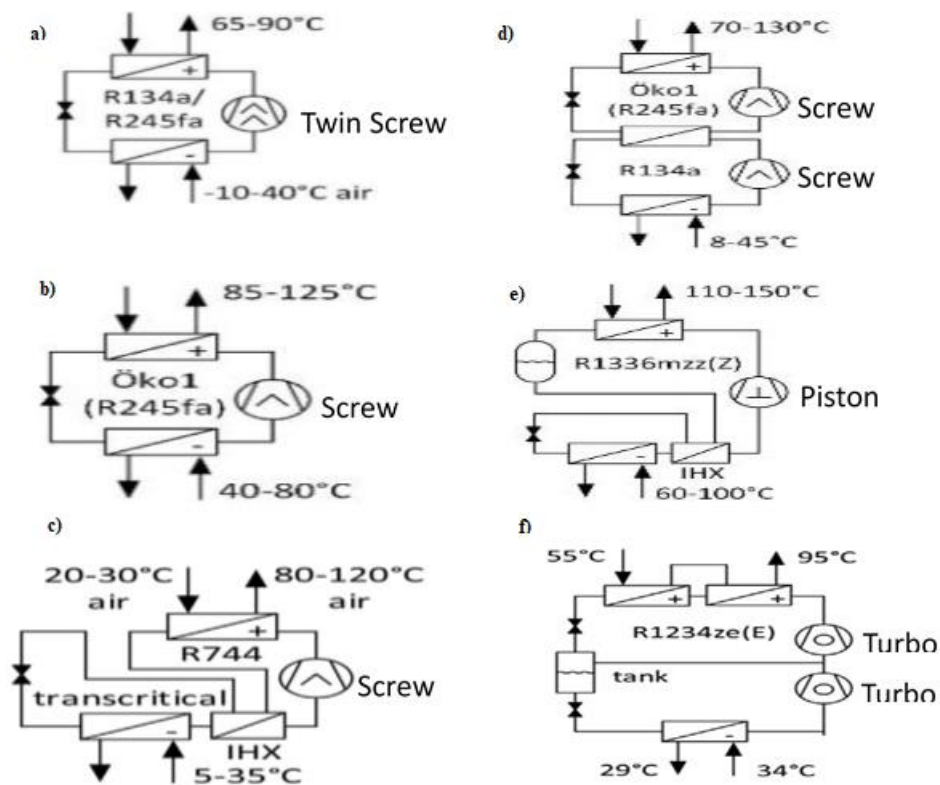


Figura 1.6 Configuraciones de ciclos de bombas de calor de alta temperatura: (a) simple etapa (b) simple etapa sin intercambiador de calor interno, (c) transcrítico con CO₂, (d) cascada con fluidos diferentes, (e) simple etapa con intercambiador de calor interno y (f) doble etapa de compresión con inyección de vapor.

Arpagaus et al. [6] identificaron trece fabricantes de bombas de calor con producción de calor a temperaturas de 90°C o superiores, de los cuales solo dos pueden suministrar el calor por encima de 130°C, y en un solo caso se alcanza una temperatura suministro de 150°C (Vicking heating engines S.A.). En la Tabla 1.1, se recoge más información sobre estos equipos, incluyendo la capacidad, fluido de trabajo y tipo de compresor usado en cada uno. Kobelco - Kobe Steel ofrece un sistema con suministro de calor a 165°C que incorpora una etapa de recompresión mecánica de vapor. En cuanto a los tipos de compresores utilizados en estos equipos, podemos observar que son usados de distintos tipos: pistón, tornillo y turbocompresores. Los fluidos de trabajo utilizados en estos equipos corresponden a: HFC, R134a, así como refrigerantes naturales, amoníaco y CO₂.

Tabla 1.1 Características técnicas de las bombas de calor de alta temperatura disponibles comercialmente [6]

Manufacturer	Product	Refrigerant	Max. heat sink temperature	Heating capacity	Compressor type
Kobe Steel (Kobelco steam grow heat pump)	SGH 165	R134a/R245fa	165 °C	70 to 660 kW	Twin screw
	SGH 120	R245fa	120 °C	70 to 370 kW	
	HEM-HR90,-90A	R134a/R245fa	90 °C	70 to 230 kW	
Vicking Heating Engines AS	HeatBooster S4	R1336mzz(Z) R245fa	150 °C	28 to 188 kW	Piston
Ochsner	IWWDS R2R3b	R134a/ÖKO1	130 °C	170 to 750 kW	Screw
	IWWDS ER3b	ÖKO (R245fa)	130 °C	170 to 750 kW	
	IWWHS ER3b	ÖKO (R245fa)	95 °C	60 to 850 kW	
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump	R717/R718 (NH ₃ /H ₂ O)	120 °C	0.25 to 2.5 MW	Piston
Mayekawa	Eco Sirocco	R744 (CO ₂)	120 °C	65 to 90 kW	Screw
	Eco Cute Unimo	R744 (CO ₂)	90 °C	45 to 110 kW	
Combitherm	HWW 245fa	R245fa	120 °C	62 to 252 kW	Piston
	HWW R1234ze	R1234ze(E)	95 °C	85 to 1301 kW	
Dürr thermea	thermeco ₂	R744 (CO ₂)	110 °C	51 to 2'200 kW	Piston (up to 6 in parallel)
Friotherm	Unitop 22	R1234ze(E)	95 °C	0.6 to 3.6 MW	Turbo (two-stage)
	Unitop 50	R134a	90 °C	9 to 20 MW	
Star Refrigeration	Neatpump	R717 (NH ₃)	90 °C	0.35 to 15 MW	Screw (Vilter VSSH 76 bar)
GEA Refrigeration	GEA Grasso FX P 63 bar	R717 (NH ₃)	90 °C	2 to 4.5 MW	Twin screw (63 bar)
Johnson Controls	HeatPAC HPX	R717 (NH ₃)	90 °C	326 to 1'324 kW	Piston (60 bar)
	HeatPAC Screw	R717 (NH ₃)	90 °C	230 to 1'315 kW	Screw
	Titan OM	R134a	90 °C	5 to 20 MW	Turbo
Mitsubishi	ETW-L	R134a	90 °C	340 to 600 kW	Turbo (two-stage)
Viessmann	Vitocal 350-HT Pro	R1234ze(E)	90 °C	148 to 390 kW	Piston (2-3 in parallel)

En la Figura 1.7, se muestran los valores de COP de estos equipos cuando producen calor a 140°C en función del salto de temperatura, que varían desde 6 a 1.5 con saltos de 20 a 130 K.

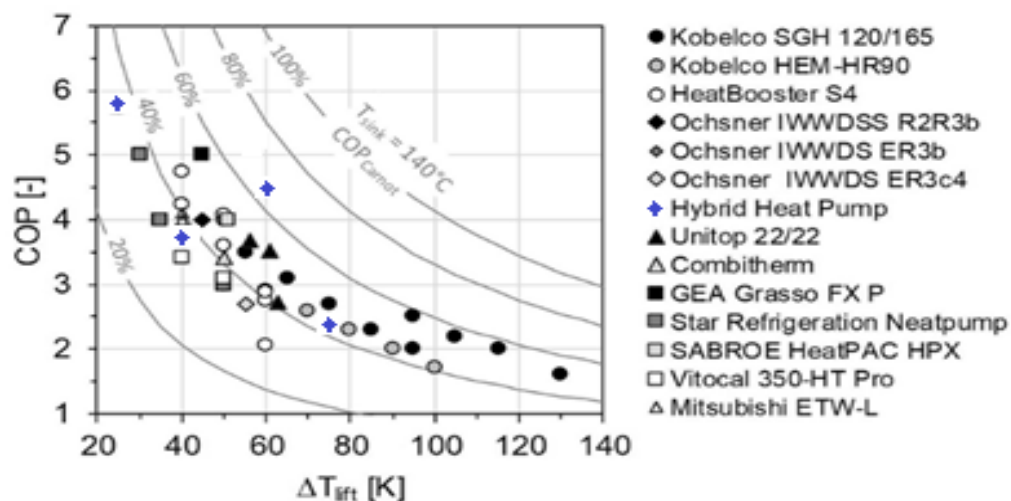


Figura 1.7 Variación del COP de diferentes bombas de calor comerciales en función del salto de temperaturas T_2-T_1 , para producción de calor a 140°C [6].

Entre las bombas de calor comerciales de la Tabla 1.1, destaca la denominada “bomba de calor híbrida”. Su denominación de “híbrida” se debe a la combinación de la tecnología de absorción con un sistema de compresión mecánica de vapor. Esta bomba de calor opera con la mezcla de trabajo amoniaco/agua y puede recuperar calor a temperaturas entre 20 y 75°C para su revalorización a temperaturas de hasta 120°C, utilizando compresores de pistón convencionales. En la Figura 1.7 puede observarse como estos equipos pueden operar con gran flexibilidad, saltos de temperatura superiores a 70 K y *COPs* elevados, de hasta 6. El apartado siguiente se centrará en este tipo de bomba de calor.

1.3 BOMBAS DE CALOR DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ

La bomba de calor denominada “híbrida” en la Tabla 1.1, es una bomba de compresión mecánica de vapor cuyo fluido de trabajo es la mezcla NH₃/H₂O. Esta mezcla es del tipo zeotrópico, es decir sus componentes tienen temperaturas de ebullición muy diferentes. Al añadir agua al amoniaco, la presión de saturación de la mezcla a una temperatura dada es menor que la del amoniaco puro, lo cual permite reducir la presión alta del ciclo de bomba de calor operando con dicha mezcla en lugar de trabajar directamente con amoniaco puro.

A título de ejemplo, el amoniaco a 90°C condensa a 51 bar, mientras que en el caso de la mezcla NH₃/H₂O con un 30% de amoniaco (en masa), la temperatura de saturación es de 148°C a la presión de 25 bar. La evaporación de mezclas del tipo amoniaco/agua a una presión constante, se lleva a cabo con un deslizamiento de temperaturas muy grande, lo cual no es admisible en la práctica. Por esta razón se busca realizar su evaporación de forma parcial y no completa, con deslizamientos de temperaturas adecuados a cada aplicación.

En la Figura 1.8 se muestra un esquema de una bomba de calor de simple etapa de compresión/resorciÓ con temperaturas en los circuitos externos. Estas temperaturas son consideradas como una guía para mostrar el funcionamiento de este tipo de bomba de calor. Los componentes del ciclo son los mismos que los del ciclo convencional, aunque con denominaciones diferentes para el evaporador, denominado desorbedor, y el condensador, conocido como absorbedor o resorbedor. Como resultado del proceso de evaporación en el desorbedor se genera una corriente bifásica en equilibrio de fases líquido-vapor. Tras la separación de las fases, la corriente de vapor es comprimida en el compresor mientras que la corriente de solución es bombeada a presión alta mediante una bomba de circulación, y ambas conducidas al absorbedor o resorbedor en donde se produce el suministro de calor útil, mediante el calentamiento de un fluido exterior, tal como muestra la Figura 1.8. La

absorción de la corriente de vapor por la solución procedente del desorbedor, se lleva a cabo en dos etapas; en la primera tiene lugar una absorción adiabática, en que el calor liberado en el proceso de absorción sirve para calentar la solución subenfriada hasta alcanzar la saturación; en la segunda etapa, el proceso de absorción continua, pero ahora es transferido a la corriente exterior. Ambos procesos pueden tener lugar en el mismo componente o en dos diferentes.

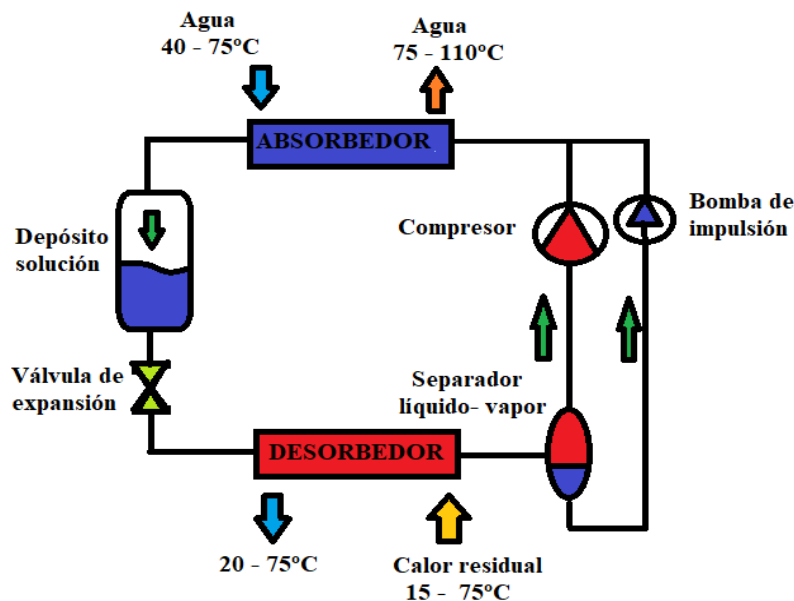


Figura 1.8 Esquema de la bomba de calor de compresión/resorción con temperaturas tipo ejemplo en circuitos externos [8]

El concepto de esta bomba de calor “híbrida” no es nuevo, fue patentado por Osembruck en 1895 [9]. Este tipo de bomba de calor es conocido en la literatura bajo diferentes denominaciones siendo las más extendidas las siguientes: bomba de calor de compresión de vapor con circuito de solución, de compresión/absorción o de compresión/resorción. Sloan y Roncin [10] publican las primeras patentes en 1920, pero es Altenkinch [11] el que realiza estudios teóricos de estos sistemas mostrando su gran potencial de ahorro de energía en 1950. Sin embargo, su desarrollo tecnológico es más reciente. Actualmente, la empresa Hybrid Energy AS fabrica este tipo de bomba de calor tal como se muestra en la Tabla 1.1 con Amoniaco/agua como su principal fluido de trabajo. Cabe mencionar por su interés, los trabajos de investigación que desde la década de los 90 se vienen realizando en la Technical University of Delft [12] sobre los ciclos de compresión/resorción con compresión húmeda. En estos ciclos se realiza la compresión de la corriente bifásica procedente del desorbedor por lo que no se requiere la bomba de solución. Una de las

ventajas más importantes de la compresión húmeda es la disminución del recalentamiento del vapor a la descarga, así como la utilización de la solución como lubricante. En la Figura 1.9 se muestran ambos ciclos de compresión seca (a) y húmeda (b).

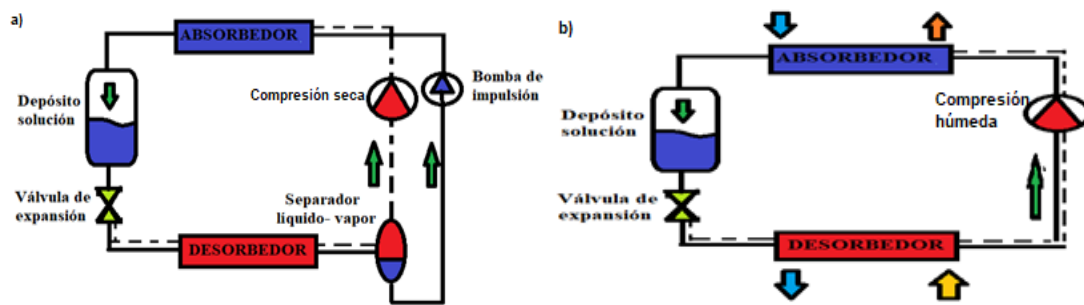


Figura 1.9 (a) ciclo de compresión seca (b) ciclo de compresión húmeda [13]

Las ventajas de un ciclo de bomba de calor por compresión/resorción frente al convencional de compresión de vapor para unas condiciones dadas en las temperaturas de la fuente y de suministro de calor son las siguientes:

- 1) Al operar el ciclo a menores presiones de alta por la presencia del agua, pueden utilizarse componentes más convencionales como intercambiadores de calor, compresores etc.
- 2) Al operar el compresor a una menor relación de compresión, el consumo energético es menor y por tanto mejorara el *COP*
- 3) Al reducirse la temperatura de descarga en el compresor, el compresor puede ampliar las condiciones de operación (por ejemplo, operar a relaciones de compresión más altas).
- 4) Al variar el contenido de agua de la mezcla o la presión de alta, la bomba de calor puede operar a temperaturas más elevadas
- 5) La posibilidad de realizar la transferencia de calor con deslizamientos de temperatura flexibles puede redundar en una reducción de las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor y por tanto en una mejora de la eficiencia energética

1.4 CICLOS DE COMPRESIÓ/RESORCIÓ CON MEZCLAS DE CO₂

El uso del CO₂ como fluido de trabajo en bombas de calor de compresión de vapor es una realidad. En la Tabla 1.1 puede verse que existen dos fabricantes de tres modelos que suministran calor a temperaturas de 90, 110 o 120°C, operando con CO₂ en ciclos transcíticos.

La utilización de mezclas de CO₂ en ciclos de compresión subcíticos ha sido objeto de varios trabajos de investigación, como los de Boutellier et al. [14] con CO₂/propano con la finalidad de mejorar el COP en aplicaciones de producción de agua caliente a temperaturas de hasta 65°C. Zhequan et al. [15] realizan una comparación del rendimiento energético de los sistemas de bomba de calor que utilizan refrigerantes R744 y R410A. Los resultados de la simulación muestran que el *COP* de un sistema híbrido de compresión/absorción de bomba de calor alcanza un *COP* de 3.55.

La utilización en ciclos de compresión/resorción con mezclas de CO₂/acetona para aplicaciones de refrigeración y climatización fue objeto de la tesis doctoral de Eckhard Groll en la Universidad de Hannover en 1994 [16], y sus resultados publicados en Groll y Kruse [17] y de trabajos posteriores con mezclas de CO₂ y otros absorbentes en ciclos de compresión/resorción con compresión húmeda para aplicaciones de climatización en vehículos, para la sustitución del R134a en los sistemas de compresión convencionales. Más concretamente, en 2000 se publican dos patentes de Spauschus y Hesse [18] sobre mezclas de CO₂ con distintos fluidos absorbentes (denominados cofluidos en sus trabajos) y la utilización de compresores *scroll*, convencionales, en el proceso de compresión húmeda. Este trabajo propone que el rendimiento de este sistema tiene una reducción significativa de la presión de trabajo (por debajo de 35 bar) y mejores capacidades de enfriamiento gracias a la tecnología de reabsorción y el uso de un compresor scroll.

En 2002, Mozurkewich et al. [19] estudian mediante simulación numérica el desempeño de un ciclo de compresión/resorción con compresión húmeda y comparan el funcionamiento del ciclo con CO₂/acetona y otras mezclas de CO₂ con N-methyl-2-pyrrolidone, neopentylglycol diacetate y g-butyrolactone operando en las mismas condiciones de presión de alta y temperaturas que el sistema convencional con R134a en automóviles. Este trabajo concluye que los resultados con la mezcla CO₂/acetona son mejores que con las otras mezclas, pero que es conveniente sustituir la acetona por razones de compatibilidad de materiales.

En la misma línea investigadora, en 2007, Yongming et al. [20] publican los resultados experimentales de un equipo de climatización ensayado en un banco de pruebas. En esta investigación se aplica un método de dos etapas para la integración de calor de un ciclo de energía de CO₂ transcrito a un proceso de gasificación de carbón. La primera etapa consiste en optimizar los parámetros del proceso de integración de calor y la segunda en la integración del calor viable a una red de intercambiadores de calor.

El uso de Líquidos iónicos en mezcla con CO₂, es más reciente. En 2014, Wujek et al. [21] estudian mediante simulación numérica y experimentalmente en un banco de ensayos, un sistema de compresión/resorción con compresión húmeda para climatización de automóviles, utilizando la mezcla CO₂ y [hmim] [Tf2N], observando que mejores resultados podrían obtenerse utilizando líquidos iónicos con reacción química, por ser mayor la entalpia de absorción en sistemas con reacción química que en los convencionales. Recientemente, se ha publicado un trabajo sobre los resultados experimentales de la absorción del CO₂ por mezclas de CO₂ con el líquido iónico [emim] [TF2N], que muestran las dificultades técnicas que presentan la utilización de los líquidos iónicos por su alta viscosidad y elevada concentración de las mezclas.

1.5 USO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS EN SISTEMAS DE REFRIGERACION Y BOMBAS DE CALOR

Los intercambiadores de calor de placas han sido utilizados en condensadores y evaporadores con NH₃ y en absorbedores y desorbedores con mezclas como: NH₃/H₂O o NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O). En la Tabla 1.2 se presenta una revisión bibliográfica de trabajos de condensación, evaporación y ciclos de compresión/absorción con NH₃ y sus mezclas, se muestra un resumen de las condiciones de operación, intervalos de estudio y otros parámetros importantes de los trabajos publicados con NH₃ como refrigerante.

Tabla 1.2 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de amoniaco y mezclas en intercambiadores de calor de placas

Referencia	Título de la publicación	Intervalos de estudio
Grund et al. [22]	Desing of a novel resorption refrigeration system with an attached ice storage system	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de refrigeración: 25 kW - Fluido de trabajo: NH₃/H₂O - Caudal másico de agua: 6 a 8 kg/h - Uso de calor residual de 65 a 90°C. - Temperaturas de enfriamiento < 0°C - Presión máxima: 3 bar - COP: 0.30 a 0.41 - Intercambiadores de calor de placas: material de acero inoxidable AISI 316, Número de placas 50, Placas corrugadas con ángulo de inclinación de placa de 60°, dimensiones 767x192x157 mm
Tao et al. [23]	NH ₃ condensation in a plate heat exchanger: Experimental investigation on flow patterns, heat transfer and frictional pressure drop	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de refrigeración: 6 kW - T_{agua} de enfriamiento: 13.4 a 22.6°C - Caudal másico por unidad de superficie: 21 – 78 kg/m²s - Presión: 6.30 -9.30 bar - Título de vapor en el intercambiador: 0.05 a 0.65 - Coeficiente de transferencia de calor: 5-25 kW/m². K - Intercambiador de calor de placas: 3 placas/2 canales, área de transferencia de calor de 0.640 m², ángulo de placa 63°, paso de corrugación 6.67 mm, espesor de placa 0.58 mm
Huang J. [24]	Performance of plate heat exchangers used as refrigerant liquid – overfeed evaporators	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 7.65 kW - Fluidos de trabajo: NH₃; R12, R134a, R507a - Caudal másico por unidad de superficie: 5.6 – 31.4 kg/m²s - Flujo de calor: 1.9 a 6.9 kW/m² - Título de vapor a la salida del intercambiador: 0.2 a 0.95 - Temperatura: 5.9 a 13°C - Coeficiente de transferencia de calor: 0.75 a 4.375 kW/m². K - Intercambiador de calor: ángulo de placa de 28/28°, 28/60° y 60/60°, número de placas 24, área de transferencia de calor: 0.095 m² por placa, volumen por canal 0.201 l, espesor de placa 0.4 mm, longitud/ancho de 466/180 mm, paso de corrugación 8.1 mm, presión de diseño 30 bar.
Khan et al. [25]	Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60° chevron plate heat exchanger	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 2 - 3 kW - Caudal másico por unidad de superficie: 8.5 – 27 kg/m²s - Temperatura: -25 a -2°C - Flujo de calor: 21 – 44 kW/m² - Presión: 2.80 – 6.40 bar - Coeficiente de transferencia de calor: 5.20 – 7.10 kW/m². K - Intercambiador de calor de placas: área de transferencia de calor por placa 0.095 m², ángulo de placa de 63°, espesor de placa 0.5 mm, longitud/ancho de 565/185, paso de corrugación 6.25 mm

Continuación Tabla 1.2 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de amoníaco y mezclas en intercambiadores de calor de placas

Referencia	Título de la publicación	Intervalos de estudio
Nordtvedt [26]	Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with NH ₃ /H ₂ O as working fluid	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de los intercambiadores de calor de placas: 30 / 47.1 kW - Temperaturas de operación: -10 a 160°C - Presión del sistema < 20 bar. - Temperatura de calentamiento: 50 a 96°C. - Temperatura de enfriamiento: 50 a 6°C. - COP de calefacción de 2.47 a 3.41 - Intercambiadores de calor de placas: material de acero inoxidable, soldadura con níquel, área de transferencia de calor por placa de 0.1 m², ángulo de placa 60°, longitud/ancho de 0.518/0.178 m, diámetro hidráulico 0.003 m, presión de diseño de 26 bar.
Jung et al. [27]	Thermal performance estimation of NH ₃ /H ₂ O plate bubble absorbers compression/absorption hybrid heat pump application	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 2.5 a 7.3 kW - Temperatura de sumidero: 80.7°C - Temperatura de la fuente de calor: 50°C - Caudal de amoníaco/agua: 0.09 kg/s - Caudal de agua: 0.056 kg/s - Concentración NH₃: 0.49 a 0.55 - Presión: 11.5 - 18.5 bar - COP alcanzado: 1.4 a 2.66 - Coeficiente de transferencia de calor: 0.5 a 2 kW/m².K - Intercambiadores de calor de placas: área de transferencia de calor 0.8 m², número de placas 10, 16 y 32, longitud/ancho de 0.57/0.19 m.
Cerezo et al. [28]	Estudio del proceso de absorción de la mezcla NH ₃ /H ₂ O en modo ebullición forzada en un intercambiador de calor de placas	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 0.5 a 1.32 kW - Concentración NH₃: 0.29 – 0.33 - Caudal másico de solución: 29 a 65 kg/h - Temperatura de entrada/salida de agua: 30.01/38.5°C - Temperatura de entrada/salida de solución: 37.7/35.3°C - Presión: 1.6 a 2 bar - Coeficiente de transferencia de calor: 1.25 – 6.61 kW/m².K - Flujo de absorción: 0.002 a 0.006 kg/m².s - Coeficiente de operación: 0.3 a 0.5 - Intercambiadores de calor de placas: área de transferencia de calor de 0.5 m², 4 placas, 3 canales, ángulo de placa 60°, longitud/ancho de 0.5/0.1 m., separación entre placas 0.20 cm, espesor de placa 0.04 cm.

Continuación Tabla 1.2 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de amoniaco y mezclas en intercambiadores de calor de placas

Referencia	Título de la publicación	Intervalos de estudio
Oronel et al. [29]	Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH ₃ /LiNO ₃ and NH ₃ /(LiNO ₃ +H ₂ O) mixtures	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 0.5 a 5 kW - Concentración en NH₃ en mezcla binaria: 0.50 a 0.54 y en mezcla ternaria 0.435 a 0.465 - Presión máxima: 5.1 bar - Caudal másico NH₃/Agua: 50 a 100 kg/m².s - Temperaturas: 80 a 120°C - Coeficiente de transferencia de calor: 1.5–5.20 kW/m².K - Flujo de absorción: 0.0015 a 0.005 kg/m².s - Intercambiador de calor de placas: ángulo de placa 30/60°, área de transferencia de calor 0.1 m², longitud/ancho de 526/112 mm, paso de corrugación 9.6 mm, profundidad de corrugado 2 mm, diámetro de puerto 25 mm.
Chan et al.[30]	Experimental study of a bubble mode absorption with an inner vapor distributor in a plate heat exchanger-type absorber with NH ₃ /LiNO ₃	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 5 a 10 kW - Caudal másico: 11.69 a 35.46x10⁻³ kg/s - Concentración másica de NH₃ en agua: 35 a 50% - Presión: 0 a 10 bar - Caudal másico: 0 a 65 kg/min - Temperaturas: -180 a 520°C - Flujo de vapor: 0.79 a 4.92x10⁻³ kg/s - Flujo de absorción: 0.015 a 0.040 kg/m².s - Coeficiente de transferencia de calor: 0.5-3.16 kW/m².K - Intercambiador de calor de placas: ángulo de placa 30/60°, longitud/ancho de 280/82 mm, profundidad de corrugación 2.18 mm, paso de corrugación 6 mm.
Táboas et al. [31]	Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla NH ₃ /H ₂ O en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica del intercambiador de calor de placas: 2.5 a 7 kW - Caudal másico: 70 a 140 kg/m².s - Título de vapor medio: 0.01 a 0.22 - Concentración: 0.33 a 0.65 - Temperatura: 60 a 90°C - Presión máxima/mínima: 15/7 bar - Coeficiente de transferencia de calor: 5 – 15 kW/m².K - Intercambiador de calor de placas: área de transferencia de calor 0.1 m², longitud/ancho de 526/112 mm, paso de corrugación 9.6 mm, profundidad de corrugado 2 mm, ángulo de placa 30/60°.

Entre los trabajos más importantes que muestra la Tabla 1.2, la investigación de Grund et al. [22], quienes en colaboración con la empresa Makatec GmbH, diseñaron, construyeron y probaron una planta de refrigeración por absorción/resorción de NH₃/Agua de 25 kW de potencia térmica con un sistema adjunto de almacenamiento de hielo. La planta está ubicada en el Zentrum für Energietechnik (ZET) de Technische Universität Dresden (Alemania). Existe también otra máquina de absorción/resorción de NH₃/H₂O en Dresden con una capacidad de enfriamiento menor (1 kW). La planta de refrigeración por absorción/resorción de 1 kW (generador, desorbedor y resorbedor) utilizó en todos los componentes térmicos intercambiadores de calor de placas de acero inoxidable, así como un depósito instalado aguas abajo del intercambiador de calor para asegurar la separación de fases y un suministro de fluido a las bombas. El calor producido en este trabajo el calor sirvió como aporte a una red de calefacción urbana, donde las temperaturas de calentamiento pueden variar en un intervalo entre 60 y 95°C. Los autores concluyeron que un sistema de absorción/resorción de NH₃/H₂O puede utilizarse para reducir la alta presión de un sistema de refrigeración mediante la reducción de la concentración de amoníaco en los circuitos de solución, pero manteniendo los mismos niveles de temperatura de las fuentes de calor.

Tao et al. [23], investigaron la condensación de NH₃ en un intercambiador de calor de placas mediante la determinación del coeficiente de transferencia de calor de la solución y la caída de presión en el intercambiador. Los autores concluyeron que el título de vapor medio tiene una influencia significativa en la transferencia de calor y la pérdida de presión, mientras que influencia del caudal másico de solución no es relevante.

Nordtvedt [26] estudió una bomba de calor de compresión/absorción que utiliza NH₃/H₂O como fluido de trabajo en donde todos los intercambiadores de calor utilizados en el desorbedor, resorbedor e intercambiador de solución son intercambiadores de calor con placas soldadas con níquel. En este trabajo se señaló que la carga térmica en los intercambiadores de calor aumenta si la cantidad de amoníaco es mayor, esto se refleja en la cantidad de vapor que debe absorberse. Con respecto a los intercambiadores de calor de placas se concluyó que existió mayor resistencia a la transferencia de calor en el lado de la solución NH₃/H₂O. En este trabajo se alcanzó un *COP* de calentamiento de 2.47 para una temperatura de sumidero de calor de 93°C con una temperatura en la fuente de calor de 50°C.

Táboas et al. [31] realizaron el estudio experimental del proceso de ebullición forzada de la mezcla NH₃/H₂O en el canal central de un intercambiador de calor formado por 4 placas/3 canales. La experimentación fue realizada en las condiciones de operación de un generador de un equipo de absorción de NH₃/H₂O y se estudió el efecto en el coeficiente de transferencia de calor de solución por el flujo másico en el intercambiador, flujo de calor, presión y concentración de la mezcla. El caudal másico de solución usado se encontró en el intervalo entre 50 y 170 kg/m²s, con flujos de calor entre 20 y 70 kW/m², una presión entre 7 y 15 bar y una fracción másica de NH₃ en la mezcla NH₃/H₂O entre 0.33 y 0.65. En este trabajo se determinó que el flujo másico tiene una influencia mayor en la determinación del coeficiente de transferencia de calor de la solución. Se concluyó también que el flujo de calor solo influye en el valor del coeficiente de transferencia de calor de solución en la zona donde la tendencia de los coeficientes se estabiliza, pero su efecto es pequeño frente al flujo másico. En este trabajo se propuso una nueva correlación para la determinación del coeficiente de transferencia de calor de la solución NH₃/H₂O, que considera el efecto de ebullición nucleada y convectiva en función de la velocidad del líquido de solución en el intercambiador de calor de placas. El intervalo en el cual se obtuvieron valores del coeficiente de transferencia de calor fue de 5 a 15 kW/m². K, con un título de vapor medio del 22%.

Con respecto a la mezcla NH₃/LiNO₃, Chan et al.[30] presentaron un estudio experimental de la absorción de NH₃/LiNO₃ en modo burbuja en un absorbedor usando un intercambiador de calor de placas con un distribuidor de vapor para aumentar la transferencia de masa para una instalación solar. Estos experimentos se realizaron con una solución de NH₃/LiNO₃ con una fracción másica de 35% de amoníaco en la mezcla y se fue incrementando progresivamente hasta alcanzar una concentración máxima del 50%. En este trabajo se mostró que el valor del coeficiente de transferencia de calor de solución NH₃/LiNO₃ puede tener valores menores (0.5 a 3.16 kW/m².K) que los determinados para la mezcla Amoníaco/agua (5 a 15 kW/m² K, [31]). Esto puede justificarse en un valor de mayor orden en la viscosidad de la mezcla NH₃/LiNO₃ (9.5 mPa.s) en comparación con la mezcla NH₃/H₂O (0.75 mPa.s).

El grupo de investigación de Ingeniería Térmica Aplicada (CREVER) de la URV, ha desarrollado algunas investigaciones relacionadas con el uso de NH₃/LiNO₃ en intercambiadores de calor de placas. Oronel et al. [29] realizaron un estudio experimental

sobre los procesos de absorción y ebullición con mezclas de NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) en un intercambiador de calor de 4 placas/3 canales, en donde la solución circula por el canal central mientras que por los canales adyacentes circula agua de calentamiento. Los autores reportaron mejoras significativas de estos dos procesos: absorción y ebullición, con la mezcla ternaria en comparación con la mezcla binaria. Estos autores concluyeron que el flujo de absorción de masa y el coeficiente de transferencia de calor de la solución logrados con la mezcla ternaria eran hasta 1.6 veces más altos que los de la mezcla binaria en condiciones similares de operación.

Amaris et al. [32] propusieron a las mezclas NH₃/LiNO₃ y NH₃(LiNO₃+H₂O) como pares de trabajo adecuados para sistemas de refrigeración por absorción impulsados por fuentes de calor de baja temperatura (5 y 40°C, evaporación y condensación, respectivamente). Los intercambiadores de calor utilizados en este trabajo como absorbedor y desorbedor fueron intercambiadores de calor de placas corrugadas tipo L y H con un ángulo de placa de 60 y 30°, respectivamente. En este trabajo se propuso que el uso de agua en el absorbente de la mezcla ternaria reduce la viscosidad de la mezcla binaria y aumenta la afinidad entre el refrigerante (amoníaco) y el absorbente. Cuenca et al. [33] presentaron resultados de mediciones y correlaciones de la conductividad térmica para las mezclas NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) a una concentración en fracción másica de amoníaco entre 0.3 y 0.6, temperaturas de 303.15 a 353.15 a una presión de 15 bar, usando un alambre de calentamiento transitorio. En este trabajo se encontró que la conductividad térmica de la solución NH₃/(LiNO₃ + H₂O) con fracciones másicas de agua de 0.20 y 0.25, tiene un valor 8 y 11%, mayor que la de la solución NH₃/LiNO₃, respectivamente.

Táboas et al. [34] analizaron el uso de la energía térmica residual del agua de las camisas en los motores diesel de los barcos pesqueros para su uso como fuente de calor para sistemas de refrigeración por absorción. Aquí se usó un intercambiador de calor de placas como evaporador de la solución, para efectos de reducción de tamaño del enfriador y carga del refrigerante. Los resultados mostraron que las mezclas NH₃/(LiNO₃+H₂O) y NH₃/LiNO₃ tienen valores más altos de *COP* (0.40 a 0.58) en comparación con la mezcla NH₃/H₂O (*COP*=0.28 a 0.51), siendo las diferencias más pronunciadas a bajas temperaturas de generación (68-73°C). Si la temperatura de generación se establece en 85°C, las temperaturas de evaporación que se pueden alcanzar son -18,8°C para el ciclo con NH₃/LiNO₃, -17,5°C para el ciclo con NH₃/(LiNO₃+H₂O) y -13,7°C para el ciclo con NH₃/H₂O a una temperatura de condensación de 25°C. En un trabajo más reciente, Amaris

et al. [35] evaluaron la absorción de vapor de amoníaco en la mezcla NH₃/LiNO₃ utilizando correlaciones derivadas de un modelo semiempírico y redes neuronales artificiales (ANN). El proceso de absorción se estudió en un intercambiador de calor de placas corrugadas tipo H, con un área de transferencia de calor de 0.1 m², espesor de placa de 0.004 m, profundidad de corrugación de 4 mm, longitud y ancho de 0.53 y 0.112 m, respectivamente. Este absorbedor trabajó bajo condiciones operativas de una máquina enfriadora de absorción accionada por fuentes de calor de baja temperatura (35 - 40°C), fracción másica de NH₃ de 0.45, a una presión de 5.1 bar, y un caudal másico de solución entre 10 y 70 kg/h. Este diseño de ANN estimó la transferencia total de calor y masa sin incurrir en diseño a detalle del fenómeno de absorción y propiedades termofísicas. En este trabajo se presentó un intervalo del coeficiente de transferencia de calor de la solución NH₃/LiNO₃ entre 1.5 y 4.20 kW/m².K y un coeficiente de transferencia de masa entre 0.6 y 1.8 m/h.

De esta recopilación de referencias bibliográficas se ha mostrado que la tecnología actual de los intercambiadores de calor de placas puede operar en las condiciones de temperatura y presión de interés para los componentes térmicos de bombas de calor cuando se usa como fluido de trabajo amoníaco puro o disuelto en agua o nitrato de litio. Asimismo, se ha mostrado que los intercambiadores de calor de placas permiten intensificar los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en los componentes térmicos de estas bombas de calor, así como la reducción de su tamaño global.

Actualmente, el dióxido de carbono es uno de los refrigerantes más interesantes por ser no tóxico, no inflamable, inactivo químicamente y disponible comercialmente. La principal limitación de este refrigerante es su alta presión de trabajo y su baja temperatura crítica (31°C), lo que requiere su implementación en ciclos transcíticos en la mayoría de aplicaciones. En la Tabla 1.3 se muestra una recopilación de referencias bibliográficas sobre el uso de CO₂ puro y mezclas en intercambiadores de calor de placas, en condiciones subcríticas y transcíticas.

Tabla 1.3 Referencias bibliográficas recopiladas sobre uso de CO₂ puro y mezclas en intercambiadores de calor de placas

Referencia	Título de la publicación	Intervalos de estudio
Tao et al. [36]	Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers with HFC, hydrocarbons, HFO and CO ₂ : Assessment of correlations and a new method	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de los intercambiadores de calor: 10 - 20 kW - Caudal másico por unidad de superficie: 2 a 150 kW/m²s. - Temperatura: -34.4 a 72.1°C. - Ángulo de inclinación de placa en los intercambiadores de calor de placas: 25.7 a 70°. - Coeficiente de transferencia de calor para el CO₂: 0.5-3 kW/m².K - Pérdida de presión: 5 a 100 kPa/m
García Cascales et al. [37] [38]	<ul style="list-style-type: none"> - A Model for the Analysis of Compact Heat Exchangers - Analysis of the optimal gas cooler pressure of CO₂ heat pump with gas bypass for hot water 	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de bomba de calor: 4 a 6.90 kW - Caudal másico de dióxido de carbono: 0.0024 a 0.0034 kg/s - Pérdida de presión: 0.43 a 0.68 kPa - Temperatura entrada de intercambiador de 76.42°C y salida de intercambiador hasta 43.02°C - Coeficiente de operación: 2.5 a 4.9
Corberán et al. [39]	Analysis and optimisation of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles for heating applications	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de bomba de calor: 20.36 a 32.65 kW - Aplicaciones de calefacción de hasta 80°C. - Temperatura de evaporación: 0 y -15°C - Temperatura de sumidero entre: 110 y 133°C - Presión: 50.61 a 106.1 bar - Coeficiente de operación: 2.18 a 2.85
Hayes et al. [40] [41] [42]	<ul style="list-style-type: none"> - Condensation of CO₂ in brazed plate heat exchangers. - Study of carbon dioxide condensation in chevron plate exchangers; heat transfer analysis. - Dynalene/Water Correlations to Be Used for Condensation of CO₂ in Brazed Plate Heat Exchangers 	<ul style="list-style-type: none"> - Carga térmica de los intercambiadores de calor de placas: 2.5 a 15 kW - Rango de temperatura: -17.8 a -34.4°C - Caudal volumétrico: 0.01 a 0.09 gpm - Presión: 20 a 40 bar - Flujo másico de solución 10 a 50 kg/s. m² - Flujo de calor en el intercambiador de calor: 2.5 a 15.7 kW/m². - Intercambiadores de calor de placas: ángulo de placa de 60/60°, 27/60° y 27/27°, longitud/ancho de 476.25/127, paso de corrugación 6.27, área de transferencia de calor de 0.067 m², espesor de placa 0.4 mm, 3 canales en cada uno, diámetro de puerto 25.4 mm. - Coeficiente de transferencia de calor: 0.5 – 2 kW/m².K.

Aunque en la mayoría de los casos, el CO₂ se ha venido utilizando para aplicaciones de refrigeración, en los últimos años también su uso se ha extendido a bombas de calor. El uso de CO₂ en ciclos de refrigeración y bombas de calor requiere el desarrollo de tecnología de

alta resistencia mecánica para su aplicación debido a los altos valores de presión de operación (40 – 110 bar). Sin embargo, es de destacar que la presión máxima de operación se limita a 50 bar en los componentes de sistemas de refrigeración y bombas de calor utilizando mezclas de CO₂ con otros absorbentes e intercambiadores de calor de placas.

Tao et al. [36] realizaron una revisión de correlaciones para la determinación del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción en el proceso de condensación de CO₂ y otros fluidos en intercambiadores de calor de placas. Este trabajo definió a la correlación de Longo et al. [43] como la correlación que presenta las mejores predicciones del coeficiente de transferencia de calor de CO₂, del orden del 7% entre valores calculados y los datos experimentales. Esta correlación extendió el cálculo de valores del coeficiente de transferencia de calor a vapor sobrecalentado agregando el cambio de entalpía específica de sobrecalentamiento al calor latente. Estos autores propusieron una correlación para predecir caídas de presión, con una desviación media entre datos experimentales y calculados de 12.5%.

García-Cascales et al. [37, 38] presentaron un estudio teórico-experimental basado en modelos numéricos para la estimación y el control de la presión óptima para suministro de calor en una bomba de calor de CO₂ transcrítico de simple etapa, equipada con un intercambiador de calor interno y un receptor de líquido. Los autores explicaron que esta aplicación estuvo limitada por la temperatura de descarga del compresor, ya que se alcanzó valores cercanos a los 170°C, provocando la degradación del aceite lubricante. Para limitar esa temperatura a 140°C, se propuso una correlación alternativa para la presión óptima del enfriador de gas. El ajuste de coeficientes de esta correlación fue obtenido mediante datos de nueve modelos de tres fabricantes diferentes de compresores, lo que aportó al desarrollo tecnológico de compresores con CO₂.

Corberán et al. [39] analizaron teóricamente los ciclos de bomba de calor aire-agua de simple y doble etapa con R744 para aplicaciones de calentamiento de agua hasta 80°C con una elevación de temperatura de 40°C. Estos ciclos fueron comparados y analizados entre sí y con un criterio subcrítico. Los autores recomendaron el uso del CO₂ como refrigerante alternativo para la sustitución en calderas de antiguas instalaciones. En este trabajo se concluyó que un sistema de ciclo de compresor de simple etapa es la implementación más fácil de todos los sistemas de bomba de calor y puede alcanzar un COP similar al de dos etapas. Sin embargo, se identificó al ciclo de compresión de dos etapas con un COP más

alto (2.26) más eficiente para funcionar en un rango de temperatura y condiciones más amplios que el de simple sistema con CO₂ ($COP=2.23$). En este trabajo, se destacó la importancia del diseño del compresor para soportar presiones altas (96.92 a 105.7 bar) ya sea en una o dos etapas de compresión.

Hayes et al. [40-42] investigaron la condensación de dióxido de carbono en intercambiadores de calor de placas. Este trabajo fue desarrollado en un intervalo de temperatura de operación entre -17.8°C y -34.4°C , este intervalo corresponde a condiciones de CO₂ de subenfriado. El flujo de calor fue determinado en el intervalo entre 2.5 y 15.7 kW/m² y el coeficiente de transferencia de calor del CO₂ en el intervalo entre 0.5 y 2 kW/m². K. Este último es menor que el coeficiente de transferencia de calor obtenido con la mezcla NH₃/H₂O, comprendido entre 5 y 15 kW/m², [31]. Estos valores reflejan la propiedad inerte del CO₂ y la baja conductividad térmica que posee el CO₂ (0.0164 W/m.K a 25°C y 1 bar) [44].

1.6 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

Como se ha mostrado en la introducción, la demanda de calor para calefacción de locales y calor de proceso industrial es muy importante, así como la existencia de calor residual a baja temperatura que se disipa al ambiente por no poder utilizarse directamente al ser las demandas de calor industrial a temperaturas superiores. Una alternativa para utilizar este calor residual es aumentar su nivel térmico mediante bombas de calor. La tecnología de bomba de calor convencional presenta limitaciones técnicas para producir calor a temperaturas altas por limitaciones termodinámicas de los fluidos de trabajos convencionales, en su mayoría desarrollados para refrigeración, y de sus componentes, principalmente el compresor

Las bombas de calor de compresión/resorción son una alternativa interesante por su flexibilidad de operación, alta eficiencia y utilizar componentes como compresores e intercambiadores de calor convencionales. Esta tecnología actualmente está disponible comercialmente en bombas de calor de amoníaco/agua. Las mezclas de CO₂ con otros fluidos han sido objeto de algunas investigaciones de estos ciclos para aplicaciones de refrigeración y climatización.

En esta tesis doctoral se propone el estudio de la mezcla CO₂/acetona en ciclos de bomba de calor de compresión/resorción para la recuperación de calor de baja temperatura y su revalorización a temperaturas más elevadas. Para ello, se modelizarán las propiedades

termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona a utilizar en la modelización del ciclo, de forma que se establezca el intervalo de temperaturas a las que es factible revalorizar el calor de fuentes de calor a distintos niveles de temperatura, así como el *COP*. Una vez establecidas las condiciones de operación del ciclo termodinámico, se realizará un estudio experimental del proceso de desorción en un intercambiador de placas, cuyos resultados serán utilizados para el diseño de este componente en bombas de calor de compresión/resorción operando con esta mezcla de trabajo.

El objetivo de esta tesis doctoral es realizar el estudio de la mezcla CO₂/acetona como alternativa de fluido de trabajo, y del proceso de desorción bajo condiciones de interés para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción. Para ello, se han planteado los siguientes objetivos específicos.

- Modelización de las propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona en los rangos de temperatura, presión y concentración de interés para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción
- Elaboración de un modelo matemático para simular el ciclo de bomba de calor por compresión / resorción usando la mezcla CO₂/acetona. Realizar el análisis paramétrico del ciclo para establecer el rango de operación en que el ciclo puede resultar de interés.
- Definir las condiciones de operación y variables independientes de un equipo experimental para realizar el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Diseñar, construir y puesta a punto del equipo experimental para la caracterización del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de placas.
- Realizar un estudio experimental del proceso de transferencia de calor y masa durante el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Se obtendrá resultados del coeficiente de transferencia de calor de la solución, flujo de calor y caudal másico del proceso de desorción.
- Desarrollar una correlación matemática que permita extender la aplicación de los valores calculados del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/acetona en aplicaciones de interés para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción.
- Realizar el diseño térmico de un desorbedor usando la mezcla CO₂/acetona con intercambiadores de calor de placas, para una potencia nominal fijada en el ciclo de

bomba de calor por compresion/resorció. Determinar características técnicas, pérdidas de carga del componente y área requerida para el dimensionamiento.

1.7 ESTRUCTURA DE LA TESIS

Esta tesis se ha estructurado en cinco capítulos, incluido el de conclusiones.

En el primer capítulo, se realiza una breve introducción acerca de la demanda de calor del sector industrial y de la existencia de calor residual que podría aprovecharse mediante la bomba de calor para satisfacer parte de la demanda de calor a temperaturas más altas con el consiguiente ahorro de energía primaria y reducción de emisiones de calor y de CO₂. Se realiza una revisión bibliográfica de trabajos relacionados con el ciclo de refrigeración y bomba de calor por compresión/resorció usando amoníaco, CO₂ y mezclas de estos refrigerantes. En este capítulo se muestra la justificación y objetivos de esta investigación.

El capítulo dos presenta la modelización de propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona en los rangos de temperatura, presión y concentración de interés para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorció. Se calcula las desviaciones entre datos experimentales y calculados de estas propiedades. Se obtiene el diagrama equilibrio líquido – vapor de la mezcla CO₂/acetona y diagrama presión temperatura composición (*P**TXY*) de la mezcla CO₂/acetona. A partir de las propiedades calculadas, balances de energía y masa en componentes térmicos, y una serie de condiciones asumidas de estado de la mezcla, se realiza el modelado el ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión/resorció usando la mezcla CO₂/acetona. Se determinan las variables independientes del ciclo de bomba de calor por compresión/resorció simulado usando la mezcla CO₂/acetona. Se realiza el estudio paramétrico para determinar rangos de operación en presión, temperatura y composición de CO₂ en los cuales el ciclo opera como bomba de calor. Se obtienen resultados de la eficiencia del ciclo de bomba de calor por compresión/resorció (*COP*) y de la relación de caudales entre solución pobre y el refrigerante (*f*).

En el capítulo tres, se establecen las condiciones de operación para el estudio experimental del proceso de desorció de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Las condiciones son determinadas a partir del estudio del ciclo de bomba de calor por compresión/resorció y las características geométricas/operativas del intercambiador usado como desorbedor. Se describe el equipo experimental construido, sus componentes

térmicos, circuito de solución y externos, equipos auxiliares e instrumentación utilizada en el montaje. El equipo experimental es montado y puesto a punto, a través de una prueba de estanqueidad usando aire comprimido. Los casos de estudio son definidos tomando en cuenta las variables operacionales del equipo experimental y el rango definido por el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción. Se describe el procedimiento realizado para la realización de los ensayos y la metodología seguida para la reducción de datos experimentales obtenidos en cada experiencia.

En el cuarto capítulo, se presentan los resultados del estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Se ha considerado la transferencia de calor y masa durante el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona a su paso por el canal central del intercambiador de calor de placas. Se determina el coeficiente de transferencia de calor, flujo de calor en el intercambiador, título de vapor medio y flujo másico de desorción para cada experiencia. Se realiza una comparación de los resultados obtenidos en este trabajo con otros, obtenidos en el mismo intercambiador de calor de placas usando distintas mezclas de trabajo y aplicación. En este capítulo también se propone una correlación empírica para extensión de resultados del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona en aplicaciones de interés para el ciclo de bomba de calor. A través del diseño térmico del componente se determinan: características técnicas, pérdidas de carga del componente y área requerida para el dimensionamiento.

El capítulo quinto de esta tesis presenta las conclusiones generales del trabajo realizado. Las conclusiones han sido separadas en bloques que describen los principales aportes de esta investigación.

CAPÍTULO 2

MODELIZACIÓ DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA Y DEL CICLO TERMODINÁMICO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ

Capítulo 2. Modelización de propiedades y ciclo termodinámico de bomba de calor

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta la modelización de las propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona y la simulación del ciclo termodinámico de bomba de calor de compresión/resorción. Para ello, se realizó primeramente una revisión bibliográfica sobre métodos de estimación de propiedades termodinámicas, y de datos experimentales de propiedades de la mezcla CO₂/acetona. Los datos experimentales localizados en la bibliografía corresponden a intervalos de presión entre 7.20 y 12 MPa, temperaturas entre 291.15 a 393.15 K y composiciones entre 0 y 0.98 en concentración molar de CO₂.

Entre los métodos matemáticos más utilizados para modelizar las propiedades termodinámicas de la mezcla se seleccionó la ecuación de estado de Peng-Robinson (PR), por estar recomendado por distintos autores para la determinación de propiedades de mezclas binarias zeotrópicas.

Las propiedades de la mezcla fueron determinadas a partir de las propiedades de los componentes puros CO₂ y acetona, y del parámetro de interacción binaria de la mezcla de la ecuación de estado de Peng-Robinson. Los valores del parámetro de interacción binaria fueron obtenidos mediante un ajuste de valores experimentales disponibles en la literatura de las composiciones de la fase líquida y vapor a distintos valores de presión en el intervalo de temperaturas de equilibrio líquido-vapor disponible en literatura. Los parámetros de interacción binaria determinados se utilizaron en la ecuación de Peng-Robinson y se obtuvieron valores del factor $K=y/x$, que relaciona la fracción molar de CO₂ en fase vapor “y”, y en fase líquida “x” de la mezcla CO₂/acetona. Este factor K se ha comparado con valores de K_{exp} , el cual es determinado con los datos experimentales de fracción molar en fase vapor y fase líquida del equilibrio de la mezcla CO₂/acetona. Se ha determinado las desviaciones máxima, media y mínima de la comparación del factor K y de la presión de vapor en el equilibrio de la mezcla CO₂/acetona entre datos experimentales y calculados por la ecuación de Peng-Robinson.

También se modelaron las propiedades termodinámicas de densidad, entalpía y entropía de la mezcla en fases líquida y de vapor por medio de la ecuación de Peng-Robinson. Se ha determinado la desviación máxima, media y mínima entre valores experimentales y calculados de densidad y entalpía de exceso. Para el cálculo de la densidad en fase líquida de la mezcla CO₂/acetona se utilizó una correlación empírica obtenida a partir de datos experimentales de la densidad en función de la composición molar de CO₂ y de la

temperatura de la mezcla, así como con la corrección de Peneloux, a los valores obtenidos con la ecuación de estado de Peng-Robinson para mejorar la aproximación de los resultados.

A partir de las propiedades termodinámicas de la mezcla, se han obtenido los diagramas termodinámicos de presión de vapor en función de la temperatura de saturación para distintas composiciones de la mezcla CO₂/acetona, tanto en fase líquida como vapor. Estos diagramas son muy útiles para representar los ciclos termodinámicos de compresión/resorción y conocer las presiones, temperaturas y composición de las corrientes bajo las cuales opera el ciclo.

Finalmente, se ha realizado la simulación del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión/resorción de la mezcla CO₂/Acetona basado en los balances de energía y de materia en cada componente del ciclo, en hipótesis frecuentemente utilizadas en estos ciclos, y en el cálculo de propiedades termodinámicas de las mezclas utilizando la ecuación de estado de Peng-Robinson con los parámetros obtenidos previamente. Como resultado de este estudio se ha determinado los niveles de temperatura de la producción de calor con el uso de la mezcla CO₂/acetona, el salto de temperatura admisible entre fuente y sumidero, coeficiente de operación (*COP*) del ciclo de bomba de calor y otros parámetros de eficiencia. También se incluye una comparación de los resultados obtenidos para el *COP* con los correspondientes a las bombas de calor convencionales en condiciones de temperatura similares.

2.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LAS PROPIEDADES Y DEL MODELADO DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA

El dióxido de carbono (CO₂) es un compuesto no tóxico, y gaseoso en condiciones atmosféricas: 1 bar de presión, temperatura ambiente media de 20°C, y es químicamente estable e inerte. El aire a condiciones atmosféricas contiene aproximadamente 0.03% en volumen de dióxido de carbono. El CO₂ puede existir en fase líquida en un rango de temperaturas entre -56.6 y 31.1°C, y presión mínima de 5.2 bar [44]. La acetona es un solvente incoloro, con olor característico dulce y aromático. Su temperatura de ebullición es 56.2°C, y su temperatura de fusión -95.4°C. Posee una solubilidad en agua de 0.791 kg/l, y una presión de vapor de 180 mmHg a 20°C. La temperatura de inflamabilidad de la acetona es -20°C (crisol cerrado) y auto ignición de 465°C [45]. Las propiedades del dióxido de carbono y la acetona se encuentran disponibles en fuentes de la literatura.

Con respecto a las propiedades de la mezcla CO₂/acetona, en el primer año de esta Tesis Doctoral se revisaron las publicaciones realizadas en revistas científicas, actas de congresos, y otras fuentes de información disponibles, con el fin de disponer de una base de datos experimentales y los métodos utilizados para su obtención. La Tabla 2.1 presenta un resumen de los trabajos más relevantes encontrados inicialmente en esta Tesis Doctoral, y sus respectivos rangos de presión, temperatura y concentración molar de CO₂ en los que fue estudiada la mezcla CO₂/acetona por distintos autores. Como resultado de esta búsqueda bibliográfica, se encontraron datos experimentales de equilibrio liquido-vapor entre 291.15 – 393.15 K, 7.2 – 11.80 MPa y 0.16–0.98 para la temperatura, presión y fracción molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, respectivamente.

Tabla 2.1 Resumen de publicaciones con datos experimentales del equilibrio liquido-vapor y otras propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona

Referencia	Título de la investigación	Intervalo de presión (MPa)	Intervalo de temperatura (K)	Fracción molar de CO ₂
Chang et al. (1997) [46]	Densities and P-x-y diagrams for carbon dioxide dissolution in methanol, ethanol, and acetone mixtures	0.78 a 7.39	291.15 a 313.15	0.16 a 0.93
Hung et al. (2008) [47]	Vapor-liquid phase boundaries of binary mixtures of carbon dioxide with ethanol and acetone.	0.72 a 7.95	291.15 a 313.15	0.19 a 0.98
Chiehming et al. [48]	Vapor-liquid equilibrium measurements of the binary mixtures CO ₂ +acetone and CO ₂ +pentanones	5.13 a 11.80	313.15, 333 y 353	0.48 a 0.85
Han et al. (2005) [49]	Vapor-liquid equilibria of the carbon dioxide + acetone system at pressures from 2.36 to 11.77 MPa and temperatures from 333.15 to 393.15 K	2.36 y 11.77	333.15 a 393.15	0.32 a 0.92

La tabla 2.1 muestra que Chang et al. [46] estudiaron el equilibrio liquido-vapor de la mezcla CO₂/acetona a temperaturas entre 291.15 y 313.15 K, presiones de 0.78 a 7.39 MPa, y composiciones con fracciones molares de CO₂ entre 0.16 y 0.93 en la mezcla CO₂/acetona. Hung et al. [47] realizaron un estudio en intervalos muy cercanos a los de Chang et al. [46]. En un estudio posterior Chiehming et al. [48] extendieron los intervalos de estudio para temperaturas entre 313.15 y 353.15 K, presión entre 5.13 y 11.80 bar, y

composición molar de CO₂ desde 0.48 a 0.85. Por otro lado, Han et al. [49] realizaron un estudio de la mezcla CO₂/acetona en un intervalo de temperaturas entre 333.15 y 393.15 K, 2.36 y 11.77 bar de presión y 0.32 a 0.92 de fracción molar de CO₂, lo que permitió ampliar el rango de temperaturas para aplicaciones de bomba de calor. Cabe destacar que en estos trabajos se señaló a la acetona como un absorbente efectivo de CO₂, además de definirla como el compuesto con mayor grado de miscibilidad para el CO₂, comparado con otros absorbentes.

En los últimos años el grupo de investigación de ingeniería térmica aplicada (CREVER) realizó importantes trabajos de investigación de las propiedades del equilibrio líquido-vapor y otras propiedades de la mezcla CO₂/acetona, tomando en cuenta su potencial utilización en bombas de calor y sistemas de refrigeración de compresión/resorción. Entre los trabajos más relevantes realizados, Ramírez et al. [50] en 2018, estudiaron el equilibrio líquido-vapor en la mezcla CO₂/acetona en un intervalo de temperaturas entre 283.15 y 353.15 K, presión entre 0.1 y 6.81 MPa y fracción másica de CO₂ entre 0.03 y 0.88. En este trabajo las medidas de presión de vapor se realizaron por medio de un dispositivo diseñado y construido por el grupo CREVER basado en un método estático. La composición en fracción másica de CO₂ de las fases líquida y vapor de la mezcla CO₂/acetona fueron determinadas por medio de un método termodinámico iterativo utilizando la ecuación de estado de Redlich-Kwong-Soave y se obtuvo una relación para el parámetro de interacción binaria en función de la temperatura. En este trabajo se propone una correlación de la presión de vapor en función de la temperatura y composición másica de CO₂ en la fase líquida de la mezcla CO₂/acetona.

En un trabajo posterior, Ramírez et al. [51] en el 2020, ampliaron su estudio con datos experimentales de equilibrio líquido-vapor de la mezcla CO₂/acetona para un intervalo de temperaturas entre 283.15 y 383.15 K, una composición molar de CO₂ en acetona entre 0.04 y 0.85 y una presión de hasta 8.7 MPa. Las composiciones de las fases líquida y vapor fueron determinadas con la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong. Se determinó valores del factor $K=y/x$, con datos de la fracción molar de CO₂ en fase vapor (y) y de la fase líquida (x) de la mezcla CO₂/acetona. Se realizó un proceso iterativo para el cálculo de K , en donde se comparan con los valores iniciales y se repite el procedimiento hasta que se obtiene una cierta tolerancia, lo que indica el valor de K final. El resultado de este proceso iterativo generó a distintas temperaturas, la composición molar de CO₂ en cada fase, los

parámetros de interacción binaria y valores de presión de vapor experimental. Se propuso una nueva correlación para determinar la presión de vapor en función de la temperatura y la fracción molar de CO₂ en fase líquida de la mezcla CO₂/acetona.

En relación a los métodos de cálculo utilizados para la determinación del equilibrio líquido-vapor y otras propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona se ha encontrado que los autores citados anteriormente utilizan las ecuaciones de estado de Peng-Robinson, Patel-Teja y Soave-Redlich-Kwong. En la Tabla 2.2 se resumen los métodos utilizados en estos trabajos, así como las reglas de mezcla y las desviaciones obtenidas respecto los datos experimentales.

Tabla 2.2 Métodos utilizados en la bibliografía para la determinación del equilibrio líquido vapor de la mezcla CO₂/acetona

Referencia	Ecuaciones de Estado	Desviación máxima/ mínima (%)	Regla de mezcla
Chang et al. [46]	PR PT	ELV PR :2.5 / 1.1 ELV PT : 4.1 / 0.9	Van der Waals
Hung et al. [47]	SRK PR PT	ELV SRK: 6.3 / 1.1 ELV PR: 5.8 / 1.0 ELV PT: 6.1 / 1.1	Van der Waals
Chiehming et al. [48]	PR	ELV PR: 5.1/0.3 (Van der waals) ELV PR : 4.2/1.6 (Huron-Vidal):	- Van der Waals - Huron-Vidal
Han et al. [49]	PR	ELV PR: 6.9/1.2	Van der Waals
Ramirez et al. [50]	SRK	ELV SRK:1.2 / 0.2	Van der Waals con modificación de Mathías et al. [52]
Ramirez et al. [51]	SRK	ELV SRK : 7 / 2 Densidad: 6.5 / 0.2 Entalpía de exceso: 43 / 18	Van der Waals con modificación de Mathías et al. [52]

Las ecuaciones de estado de Soave Redlich Kwong (SRK), Peng-Robinson (PR) y Patel-Teja (PT) presentan relativa simplicidad matemática para el cálculo de propiedades termodinámicas de las mezclas binarias estudiadas en los distintos trabajos. Chang et al. [46] obtuvieron una desviación máxima y mínima entre datos experimentales y calculados de la presión de vapor de la mezcla CO₂/acetona de 2.5 y 1.1% y 4.1 y 0.9% al usar la ecuación de estado de Peng-Robinson y Patel-Teja respectivamente. Hung et al. [47] obtienen una desviación máxima-mínima entre datos experimentales y calculados de fracción molar global de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona de 5.8-1.0% y 6.1-1.1% y 6.3-1.1% para la ecuación de estado de Peng-Robinson, Patel-Teja y Soave-Redlich-Kwong,

respectivamente. Estos trabajos realizaron su estudio en un intervalo de temperaturas entre 291.15 y 313.15 K, y de presión entre 0.72 y 7.95 MPa, y de 0.16 a 0.98 para la concentración de CO₂ en mezclas CO₂/acetona.

El trabajo de Chiehming et al. [48] para el intervalo de presión, temperatura y concentración molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona determinados en la tabla 2.1, determinaron una desviación máxima-mínima entre datos experimentales y calculados de la presión de vapor en la mezcla CO₂/Acetona de 5.1-0.3% y 4.2-1.6%, respectivamente, usando la ecuación de estado de Peng-Robinson con la regla de mezcla de Van der Waals y la combinación de PR con el modelo UNIQUAC a través de la regla de mezcla de Huron-Vidal. Han et al. [49] obtuvieron una desviación máxima y mínima entre datos experimentales y calculados en la fracción molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona de 5.6 y 1.2% para la fase líquida y 6.9 y 3.2% para la fase vapor, usando la ecuación de estado de Peng-Robinson para un intervalo de temperaturas entre 333.15 y 393.15 K, presión 2.36 a 11.77 MPa, y concentración molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona entre 0.32 y 0.92.

En el trabajo de Ramírez et al. [50] en 2018, se compararon los valores experimentales de presión de vapor con los calculados por medio de la ecuación de estado de Redlich-Kwong-Soave, obteniéndose una desviación máxima de 1.2%, una desviación media de 0.69% y una mínima de 0.2%. Los resultados de composición de las fases líquida y vapor, presión y temperatura se compararon con valores experimentales publicados en literatura y se encontró una desviación máxima de 7% en el intervalo desde 0.3 hasta 1 en fracción másica de CO₂, y de hasta 23% para composiciones inferiores a 0.3, para temperaturas bajas (20-25°C). Los resultados calculados de presión de vapor obtenidos por la correlación propuesta obtuvieron una desviación máxima, media y mínima de 10, 7 y 2%, respectivamente, comparados con los datos experimentales para un intervalo de temperatura entre 283.15 y 353.15 K.

Más adelante, Ramírez et al. [51] en el 2020, compararon nuevos resultados experimentales de presión de vapor con la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong y se obtuvo una desviación media de 7%. Los valores de presión de vapor obtenidos con una correlación actualizada fueron comparados con los experimentales y se obtuvo una desviación máxima, media y mínima de 7,5 y 2%, respectivamente.

Con respecto a la densidad, Ramírez et al. [51] determinaron datos experimentales de densidad en un intervalo de temperaturas entre 283.15 y 353.15 K con incrementos de 5 K, composición molar de CO₂ en acetona de 0.06 a 0.82 y entalpía de exceso a temperaturas de 283.30 y 298.30 K y un intervalo de 9 a 14 MPa de presión.

La densidad de fase líquida de la mezcla CO₂/acetona fue determinada con un densímetro de tubo vibratorio. Los valores de densidad fueron corregidos por la correlación de Peneloux para volumen específico. Los valores de densidad experimental se compararon con valores calculados a partir de la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong, se obtuvo una desviación absoluta media de 42 kg/m³, que corresponde a un 6.4%. Los valores experimentales de densidad en fase líquida se compararon con otros autores y se obtuvo una desviación máxima, media y mínima de 6.5, 4.2 y 0.5%, respectivamente. Se propuso una ecuación polinomial para la densidad en fase líquida en función de la temperatura y la fracción molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. Los resultados de densidad calculados por la correlación fueron comparados con los experimentales, se obtuvo una desviación máxima, media y mínima de 1.2, 0.8 y 0.2%, respectivamente.

La entalpía de exceso de la mezcla CO₂/acetona fue determinada a través de una técnica calorimétrica de flujo que permite obtener valores en función de la composición de CO₂. El cálculo de entalpía de exceso fue ajustado a una ecuación polinomial de Redlich-Kisler en función de la presión, temperatura y fracción molar de CO₂ disuelto en acetona. Los valores calculados de entalpía de exceso por la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong obtuvieron una desviación mínima y máxima de 18% y 28% a una temperatura de 298.3 K, y de 33% a 43% para una temperatura de 283.3 K con los valores experimentales.

De forma general, la ecuación de estado de Peng-Robinson (PR) muestra una mejor aproximación entre datos experimentales y calculados de las propiedades del equilibrio líquido-vapor y densidad de la mezcla CO₂/acetona según las investigaciones presentadas en la tabla 2.2. Los trabajos de: Hung et al. [47] y Chiehming et al. [48] y Han et al. [49], recomiendan el uso de la ecuación de estado de Peng-Robinson para la determinación del equilibrio de fases líquido-vapor y otras propiedades de la mezcla CO₂/acetona. Por estas razones, en esta tesis doctoral se ha decidido utilizar la ecuación de Peng-Robinson para el cálculo de las propiedades termodinámicas de la mezcla.

2.3 MODELIZACIÓ DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS CON LA ECUACIÓ DE ESTADO DE PENG–ROBINSON

A continuaci3n, se presenta de forma resumida el m3todo seguido para la determinaci3n del equilibrio l3quido-vapor, y las propiedades de entalp3a, entrop3a y densidad con la ecuaci3n de estado de Peng-Robinson.

2.3.1 Ecuaci3n de estado de Peng-Robinson para fluidos puros

La ecuaci3n de estado de Peng–Robinson [53] para un fluido puro puede expresarse de la siguiente forma:

$$P = \frac{RT}{(v-b)} - \frac{a}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (2.1)$$

$$a = 0,45724 \frac{R^2 T_{crit}^2}{P_{crit}} \alpha \quad (2.2)$$

$$b = 0,07780 \frac{RT_{crit}}{P_{crit}} \quad (2.3)$$

$$\sqrt{\alpha} = 1 + m(1 - \sqrt{T_r}) \quad (2.4)$$

$$m = 0,37464 + 1,54226w - 0,26992w^2 \quad (2.5)$$

donde P es la presi3n, T la temperatura, v el volumen molar espec3fico, P_{crit} la presi3n cr3tica, T_{crit} la temperatura cr3tica, T_r la temperatura reducida, w el factor ac3ntrico de Pitzer, m el par3metro funci3n del factor ac3ntrico de Pitzer, α es un par3metro funci3n de la temperatura reducida, y los par3metros a y b funci3n de las propiedades cr3ticas del fluido.

A continuaci3n, la Tabla 2.3 muestra los valores de las propiedades cr3ticas del CO₂ y la acetona [54], que se utilizaran en adelante.

Tabla 2.3 Propiedades f3sicas y termodinámicas para el CO₂ y la acetona [54]

Par3metro	Simbolog3a	Unidad	CO ₂	Acetona
Presi3n cr3tica	P_{crit}	bar	72.8	46.4
Temperatura cr3tica	T_{crit}	K	304.2	508.1
Volumen cr3tico	V_{crit}	cm ³ /gmol	94	209
Factor ac3ntrico de Pitzer	w	-	0.225	0.309
Peso molecular	PM	g/mol	44.01	58.08

2.3.2 Ecuación de estado de Peng-Robinson para mezclas

La ecuación de estado de Peng – Robinson para mezclas [53] se muestra a continuación:

$$P = \frac{RT}{(v-b_m)} - \frac{a_m}{v(v+b_m)+b_m(v-b_m)} \quad (2.6)$$

donde: a_m , b_m son parámetros característicos de la mezcla (CO₂ (1) /acetona (2))

Para el caso de la mezcla CO₂/acetona se han usado reglas de mezcla clásicas del tipo de Van der Waals [55], y que se muestran a continuación:

$$a_m = a_1x_1^2 + a_2x_2^2 + 2x_1x_2a_{12} \quad (2.7a)$$

$$b_m = b_1x_1^2 + b_2x_2^2 + x_1x_2b_{12} \quad (2.7b)$$

donde: x_1 , x_2 son a las fracciones molares de cada componente en la mezcla CO₂ (1) /Acetona (2)

Los parámetros de interacción a_{12} y b_{12} se calculan mediante las expresiones (2.8a) y (2.8b):

$$a_{12} = \sqrt{a_1 \cdot a_2}(1 - k_{12}) \quad (2.8a)$$

$$b_{12} = \frac{1}{2}(b_1 + b_2) \quad (2.8b)$$

donde: a_1 , a_2 , b_1 y b_2 son parámetros característicos de cada componentes y k_{12} es el parámetro de interacción binaria de la mezcla

La ecuación de estado de Peng- Robinson para mezclas en términos del factor de compresibilidad, Z , se muestra en la ecuación (2.9):

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (2.9)$$

donde A y B: son parámetros adimensionales de la mezcla (CO₂ (1) /acetona (2))

La ecuación (2.9) corresponde a una ecuación cúbica, cuyo procedimiento de resolución se ha tomado de Dutton et al [56] y Klein et al.[57]. Los parámetros adimensionales de mezcla A y B se calculan mediante las expresiones:

$$A = \frac{a_m P}{R^2 T^2} \quad (2.10)$$

$$B = \frac{b_m P}{RT} \quad (2.11)$$

2.3.3 Determinación del parámetro de interacción binaria de la mezcla CO₂/acetona

En el presente trabajo la ecuación de estado de Peng-Robinson utiliza la regla de mezcla de Van der Waals para la determinación de propiedades del equilibrio líquido-vapor de la mezcla CO₂/acetona y otras propiedades termodinámicas. Esta regla de mezcla requiere la determinación de parámetros de interacción binaria (k_{12}), que pueden ser obtenidos por el ajuste de datos experimentales de la composición molar de CO₂ en fase líquida y fase vapor en un intervalo de presión para distintas temperaturas de equilibrio líquido-vapor en la mezcla CO₂/acetona. Para la determinación de los parámetros de interacción binaria de la mezcla CO₂/acetona se utilizó una regresión de mínimos cuadrados. Cada conjunto de datos fue determinado a una temperatura de equilibrio en el intervalo obtenido en literatura para la mezcla CO₂/acetona (291.15 a 393.15 K). A su vez, a cada temperatura le corresponden valores de presión y composición molar de CO₂ en fase líquida y vapor en la mezcla CO₂/acetona. Esta regresión de datos experimentales del equilibrio líquido-vapor de la mezcla CO₂/acetona se efectuó con ASPEN PLUS. El procedimiento realizado para la regresión de datos experimentales se resume a continuación:

- Selección del modo “Regresión de datos” en tipo de simulación. Esta regresión debe corresponder a una regresión de datos por mínimos cuadrados.
- Se seleccionan los componentes de la mezcla, en este caso: CO₂ (1) y acetona (2).
- Se selecciona el tipo de datos a ser ingresados, para este caso “PTXY”, que representa los datos de presión de vapor (P), temperatura (T), fracción molar de CO₂ en fase líquida (X_{CO_2}) y fase vapor (Y) de la mezcla CO₂/acetona.
- Se crea un conjunto de datos de presión, composición molar de CO₂ en fase líquida y fase vapor determinados para cada valor de temperatura en el equilibrio líquido-vapor, en las unidades correspondientes.
- Se establece el tipo de compuesto en “mezcla”.
- Se selecciona el método para la determinación de propiedades de la mezcla, en este caso el método corresponde a la ecuación de estado de Peng-Robinson.
- Se determina los resultados que quieren ser obtenidos, en este caso el parámetro de interacción binaria de la mezcla CO₂/acetona a una temperatura definida.

La ecuación de Peng-Robinson adicionalmente utiliza el concepto de fugacidad de cada componente de la mezcla para la determinación del equilibrio líquido-vapor. Para soluciones no ideales, la fugacidad se entiende como una medida de desviación del

La tabla 2.4 presenta un resumen de los valores de desviación máxima, media y mínima entre los datos calculados y experimentales para la presión de vapor y el factor $K=x/y$.

Tabla 2.4 Desviación de datos de presión de vapor y factor $K=y/x$ para datos experimentales y calculados por Peng-Robinson

Referencia	Desviación en presión de vapor (%)	Desviación en $K=y/x$ (%)
Hung et al. (2008) [47]	Máxima: 4.8 Media: 3.8 Mínima: 3.6	Máxima: 6.2 Media: 4.6 Mínima: 1.5
Chiehming et al. [48]	Máxima: 3.9 Media: 3.6 Mínima: 2.5	Máxima: 8.7 Media: 5.2 Mínima: 3.6
Han et al. (2005) [49]	Máxima: 5.9 Media: 5.1 Mínima: 4.5	Máxima: 4.3 Media: 2.8 Mínima: 1.5

La tabla 2.5 muestra los valores obtenidos del parámetro de interacción binaria para la mezcla CO₂/acetona obtenidos en un intervalo de temperaturas entre 291.15 y 393.15 K.

Tabla 2.5 Valores del parámetro de interacción binaria (k_{12}) obtenidos a diferentes temperaturas para la mezcla CO₂ /acetona

Temp (K)	291.15	298.15	303.15	313.15	333.15	353.15	373.15	393.15
k_{12}	-0.00516	0.01097	0.00794	-0.00630	-0.05077	-0.11221	-0.17869	-0.23040

El modelo de la ecuación de estado de Peng-Robinson [58] propone la relación del parámetro de interacción binaria (k_{12}) con la temperatura según la ecuación (2.13).

$$k_{12} = k_1 + k_2 T + \frac{k_3}{T} \quad (2.13)$$

Por medio de una modificación en la función objetivo del ajuste de los datos experimentales se obtuvieron los coeficientes: k_1 , k_2 y k_3 de la ecuación (2.12), utilizando el software ASPEN PLUS. La Tabla 2.6 muestra los valores de dichos coeficientes polinomiales para un intervalo de temperaturas entre 291.15 y 393.15 K.

Tabla 2.6 Parámetros de interacción binaria (k_{12}) para la mezcla CO₂ /acetona

Temperaturas (K)	k_1	k_2	k_3
291.15 – 393.15	1.1139×10^{-4}	8.501×10^{-6}	-2.851×10^{-3}

2.3.4 Diagrama de presi3n de vapor para la mezcla CO₂/acetona

El modelo basado en la ecuaci3n de estado de Peng–Robinson y los valores del parámetro de interacci3n binaria para distintas temperaturas permite realizar la gráfica de presi3n de vapor de la mezcla CO₂/acetona en funci3n de la composici3n molar de CO₂. La figura 2.2 muestra la presi3n de vapor en funci3n de la composici3n de las fases líquida y de vapor de CO₂, desde 0.15 en fracci3n molar hasta CO₂ puro, desde 15°C hasta 120°C de temperatura.

Se muestra que la presi3n sube constantemente al incrementarse la composici3n molar de CO₂ en la mezcla hasta alcanzar el punto crítico en cada temperatura. A partir del punto crítico encontrado se produce una caída súbita de la composici3n correspondiente a la fase de vapor saturado. Los datos obtenidos para el gráfico muestran que el valor mínimo-máximo de presi3n y temperatura a los cuales la mezcla se encuentra en líquido y vapor saturado son 12-120 bar y 15–120°C respectivamente. La composici3n global mínima de CO₂ para obtener vapor saturado es 0.75 a 120°C, este valor de concentraci3n sube a valores cercanos a 1 si la temperatura disminuye hasta un mínimo de 15°C. La curva se desplaza hacia la derecha a raz3n de disminuir la temperatura de equilibrio de la mezcla CO₂/acetona.

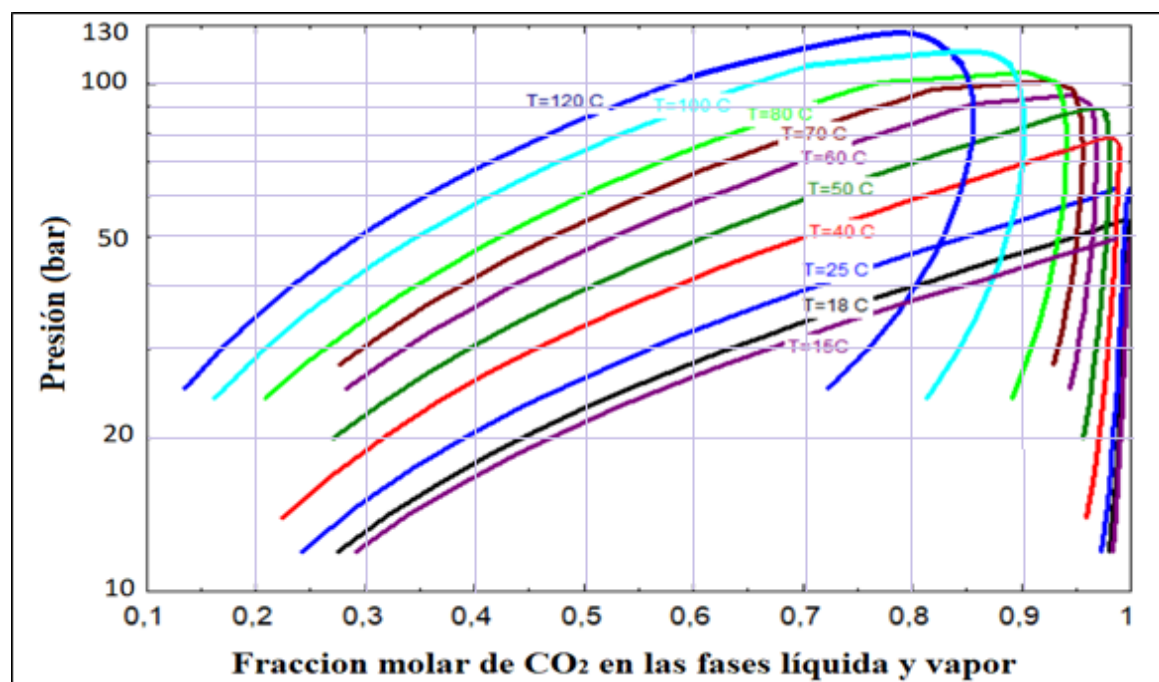


Figura 2.2 Presi3n de vapor de la mezcla CO₂/acetona vs. Fracci3n molar de CO₂ a diferentes temperaturas, calculadas con la ecuaci3n de estado de Peng-Robinson

Basado en la ecuación de Clausius-Clapeyron, se obtiene el diagrama de Duhring de la mezcla CO₂/acetona. La ecuación de Clausius-Clapeyron describe la presión de vapor de la mezcla en función de la temperatura y la entalpía de vaporización, según la ecuación:

$$\ln P = -\frac{\Delta H_v}{R.T} + C \quad (2.14)$$

donde: P es la presión de vapor en bar; T la temperatura en K ; ΔH_v es la entalpía molar de vaporización , R es la constante de gas ideal y C es la constante de integración

En la ecuación (2.14) ΔH_v debe ser considerada como constante, de esta manera la representación gráfica de $\ln P$ frente a $-1/T$ (T en K) determina una línea recta con pendiente $-\frac{\Delta H_v}{R}$ y corte en C con el eje de las ordenadas [59]. La Figura 2.3 muestra la representación gráfica de la presión de vapor en función de la temperatura para diferentes composiciones de la fase líquida y fase vapor de la mezcla CO₂/acetona ($PTXY$).

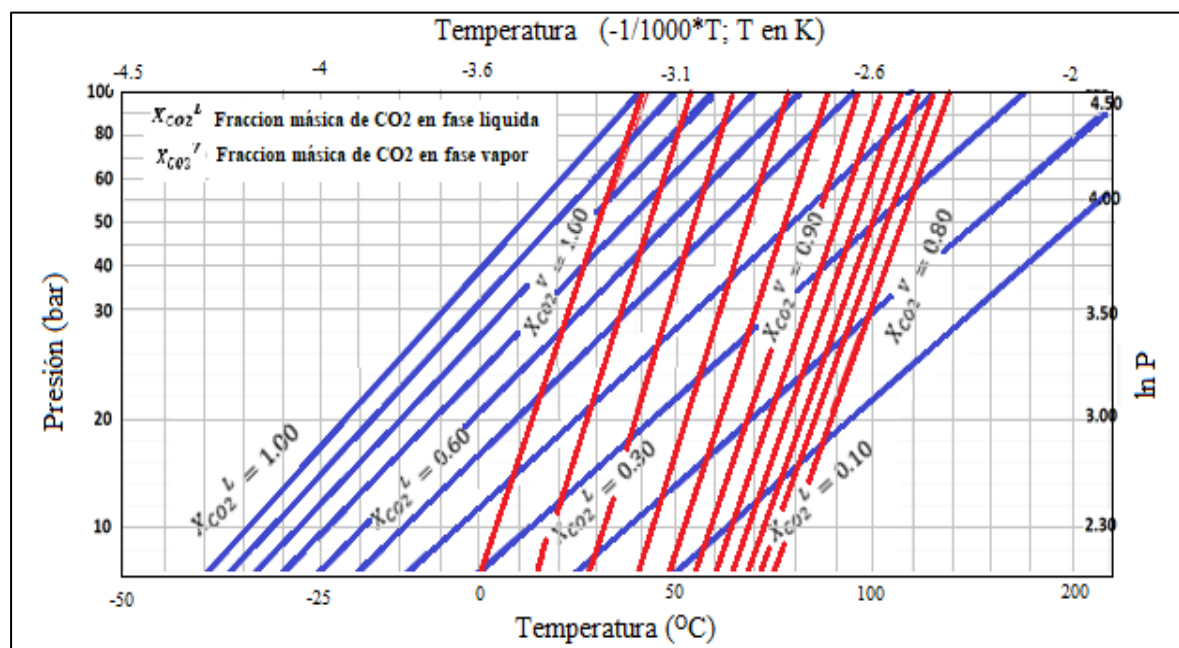


Figura 2.3 Diagrama $PTXY$ (Presión, Temperatura, composición en fase líquida y fase vapor) de la mezcla CO₂/Acetona

2.4 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD, LA ENTALPIA Y LA ENTROPÍA

Por medio de la ecuación de estado de Peng-Robinson, se ha determinado la densidad, entalpía y entropía específica de la mezcla CO₂/acetona en sus fases líquida y vapor. La metodología seguida para estas propiedades se muestra a continuación.

2.4.1 Densidad

La densidad de la mezcla puede obtenerse a través del factor de compresibilidad, Z , de las fases líquida y de vapor a una presión y temperatura dada, utilizando la ecuación (2.15).

$$Z = \frac{P \cdot v}{R \cdot T} \quad (2.15)$$

donde P es la presión, T es la temperatura, v es el volumen molar de la mezcla y R la constante de los gases ideales $R= 8.314 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$

A partir del factor de compresibilidad Z (Ecuación 2.15), puede obtenerse el volumen molar de las fases líquida y de vapor, y por ende la densidad de las fases líquida y de vapor, respectivamente. El volumen molar específico para la fase líquida y fase vapor se encuentra definido como muestra las ecuaciones (2.16a) y (2.16b), respectivamente.

$$v_{l-s} = \frac{Z_{l-s} R T}{P} = \frac{1}{\rho_{l-s}} \quad (2.16a)$$

$$v_{v-s} = \frac{Z_{v-s} R T}{P} = \frac{1}{\rho_{v-s}} \quad (2.16b)$$

donde: v_{l-s} es el volumen molar de la mezcla en fase líquida, v_{v-s} es el volumen molar de la mezcla en fase vapor, Z_{l-s} el factor de compresibilidad de la mezcla en la fase líquida, Z_{v-s} el factor de compresibilidad en fase vapor, ρ_{l-s} la densidad de la fase líquida y ρ_{v-s} la densidad de la fase vapor.

Se han utilizado los datos de Ramirez et al. [51] para determinar los valores de la composición molar de CO₂ (X_{CO_2}) a partir de la densidad de la mezcla en fase líquida (kg/m^3) y la temperatura (Kelvin), obteniéndose la siguiente expresión:

$$X_{CO_2} = p_{00} + p_{10} * T_n + p_{01} * \rho_n + p_{20} * T_n^2 + p_{11} * T_n * \rho_n + p_{02} * \rho_n^2 + p_{21} * \rho_n * T_n^2 + p_{12} * T_n * \rho_n^2 + p_{03} * \rho_n^3 \quad (2.17)$$

Los términos “ T_n ” y “ ρ_n ” están definidos mediante las expresiones:

$$T_n = \frac{(T-291.6)}{5.57} \quad (2.18)$$

$$\rho_n = \frac{(\rho-864.8)}{34.59} \quad (2.19)$$

donde: X_{CO_2} es la fracción molar de CO₂ en la fase líquida, T es la temperatura de la solución en K y ρ es la densidad en fase líquida en kg/m^3 .

Los coeficientes obtenidos del ajuste de datos experimentales para la ecuación (2.17) se presentan en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7 Coeficientes de la correlación (2.17) para la determinación de la composición molar de CO₂ a partir de la temperatura y la densidad en fase líquida de la mezcla CO₂/acetona

Coeficiente	p_{00}	p_{10}	p_{01}	p_{20}	p_{11}	p_{02}	p_{21}	p_{12}	p_{03}
Valor	0.5439	0.08759	0.2207	0.02544	0.107	0.09804	0.03737	0.1037	0.08257

Los cálculos de densidad con la ecuación de Peng-Robinson han sido mejorados utilizando el factor de corrección de volumen específico propuesto por Peneloux et al. [60]. Estos autores propusieron una corrección de volumen constante conocida como "cambio de volumen específico" para la ecuación de Peng-Robinson. Los autores proponen generalizar las constantes utilizadas en la ecuación de corrección a través del parámetro de Rackett, Z_{RA} . El factor de corrección de volumen de Peneloux debe ser restado del cálculo del volumen molar obtenido por la ecuación de estado de Peng-Robinson, y se aplica según muestra la ecuación (2.20):

$$v_{l,s,cor} = v_{l,s} - c \quad (2.20)$$

donde: $v_{l,s,cor}$ es el volumen molar corregido de la mezcla en la fase líquida, $v_{l,s}$ es el volumen molar de la mezcla en fase líquida y c es el factor de corrección de volumen de Peneloux

El factor de corrección de volumen de Peneloux, c , es igual a la suma algebraica de x_i y c_i , como muestra la ecuación (2.21):

$$c = \sum_{i=1}^2 (x_i \cdot c_i) \quad (2.21)$$

donde: x_i es la fracción molar de CO₂ (1) y de acetona (2) y c_i es el factor de corrección de volumen de Peneloux para CO₂ (1) y acetona (2).

El valor del factor de corrección de Peneloux para CO₂ y la acetona (fluidos puros), depende de las propiedades críticas de cada componente de la mezcla y del parámetro de Rackett (Z_{RAi}), de acuerdo con la ecuación (2.22).

$$C_i = 0.40768 \cdot \frac{R \cdot T_{crit}}{P_{crit}} \cdot (0.29441 - Z_{RAi}) \quad (2.22)$$

El valor del parámetro de Rackett para el CO₂ (1) y la acetona (2), se presentan en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Valor de los parámetros de Rackett para el CO₂ (1) y la acetona (2) [54]

Componente	Número de Rackett (Z_{RA})
CO ₂ (1)	0.272
Acetona (2)	0.244

Con respecto a la densidad de la mezcla CO₂/acetona en la fase líquida y fase vapor, los resultados obtenidos con la ecuación de estado de Peng-Robinson, se compararon con los datos experimentales obtenidos por Ramírez et al. [51]. Se obtuvo una desviación máxima, media y mínima de 13.4, 5.2 y 2.4%, respectivamente. El ajuste de datos para la densidad en la fase líquida de la mezcla mejoró usando el término de corrección de volumen de Peneloux [60], siendo en este caso los valores de desviación máxima, media y mínima de 2.5, 1.8 y 0.8% y 4.1, 3.2 y 1.2% para la fase líquida y vapor, respectivamente.

2.4.2 Entalpía

La entalpía de la mezcla (h) se ha calculado a partir de la entalpía de la mezcla ideal y la entalpía de desviación de la mezcla obtenida con la ecuación de estado de Peng-Robinson.

$$h = h_{mezcla_ideal} - h_{desv} \quad (2.23)$$

La entalpía gas ideal de la mezcla (h_{mezcla_ideal}) se obtiene de la ecuación.

$$h_{mezcla_ideal} = \sum_{i=1}^2 (h_i * x_i) \quad (2.24)$$

donde h_i es la entalpía de gas ideal y x_i la fracción molar del componente “ i ” en la mezcla

La entalpía gas ideal de cada componente puede calcularse a partir de la capacidad calorífica de gas ideal, $C_{p_i}^o$, mediante integración, según la expresión (2.25).

$$h_i = \int C_{p_i}^o * dT \quad (2.25)$$

En este trabajo se ha utilizado la expresión de Fouad et al. [61] para calcular de forma directa la capacidad calorífica de gas ideal de cada componente:

$$C_{pi}^o = B + C \left[\frac{(D/T)}{\sinh(D/T)} \right]^2 + E \left[\frac{(F/T)}{\cosh(F/T)} \right]^2 \quad (2.26)$$

donde B, C, D y F son constantes específicas para cada componente de la mezcla, C_{pi}^o es la capacidad calorífica de gas ideal del componente “i”, y T es la temperatura en K.

La Tabla 2.9 muestra los valores de coeficientes tomados para el cálculo de la capacidad calorífica de cada componente (CO₂ (1) /acetona (2))

Tabla 2.9 Coeficientes utilizados para el cálculo de capacidad calorífica, entalpía y entropía molar ideal para el CO₂ y la acetona [61]

Coeficientes	B	C	D	E	F
Unidades	$\frac{cal}{moleK}$	$\frac{cal}{moleK}$	K	$\frac{cal}{moleK}$	K
CO ₂ (1)	14.508	37.979	1709.8	24.296	799.14
Acetona (2)	7.5405	7.5162	1442.7	5.3802	647.50

El término entalpía de desviación (h_{desv}) para la entalpía de la mezcla (h), en el caso de la ecuación de Peng-Robinson se ha obtenido de Klein et al. [57], y resulta ser.

$$h_{desv} = R \cdot T(1 - Z) + \left(\frac{a_m - T \frac{da}{dT}}{2\sqrt{2}b_m} \right) \ln \left(\frac{Z + 2.414B}{Z - 0.414B} \right) \quad (2.27)$$

donde T es la temperatura de la mezcla en K, Z es el factor de compresibilidad en fase líquida y vapor de la mezcla, $\frac{da}{dT}$ es la derivada del parámetro característico del fluido a con respecto a la temperatura, B es la constante de regla de mezcla definida por $B = \frac{b_m P}{RT}$ y a_m, b_m son parámetros característicos de combinación en mezcla (CO₂ (1) /acetona (2))

Se han calculado valores de entalpía de exceso con la ecuación de estado de Peng-Robinson y se han comparado con los datos experimentales presentados por Ramírez et al. [51] en el intervalo de presión, temperatura y composición molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona definidos. De esta comparación se ha obtenido una desviación máxima, media y mínima de 5.4, 3.5 y 1.3%, respectivamente.

2.4.3 Entropía

De forma similar que la entalpía de la mezcla, la entropía de la mezcla CO₂/acetona se ha calculado a partir de la entropía de la mezcla ideal y la entropía de desviación de la mezcla obtenida con la ecuación de estado de Peng-Robinson.

$$S = S_{mezcla_ideal} - S_{desv} \quad (2.28)$$

La entropía gas ideal de la mezcla (s_{mezcla_ideal}) se obtiene de la ecuación (2.29).

$$s_{mezcla_ideal} = \sum_{i=1}^2 (s_i * x_i) \quad (2.29)$$

donde s_i es la entropía de gas ideal y x_i la fracción molar del componente “i” en la mezcla

La entropía gas ideal de cada componente puede calcularse de igual manera a partir de la capacidad calorífica de gas ideal, $C_{p_i}^o$, mediante integración, según la expresión (2.30).

$$S_i = \int \left(\frac{C_{p_i}^o}{T} \right) * dT \quad (2.30)$$

El término de la entropía de desviación (s_{desv}) para la entropía de la mezcla (s), es tomado también del trabajo de Klein et al. [57], tal como se muestra en la ecuación (2.31).

$$s_{desv} = -R \cdot \ln(Z - B) - \left(\frac{1}{2\sqrt{2}b_m} \frac{da}{dT} \right) \ln \left(\frac{Z+2.414B}{Z-0.414B} \right) \quad (2.31)$$

donde: Z es el factor de compresibilidad en fase líquida y vapor de la mezcla, $\frac{da}{dT}$ es la derivada del parámetro característico del fluido a con respecto a la temperatura, B es la constante de regla de mezcla definida por $B = \frac{b_m P}{RT}$ y b_m es el parámetro característico de la mezcla (CO₂ (1) /acetona (2)).

2.5 SIMULACIÓN DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ

La simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se ha realizado con un modelo termodinámico basado en los balances de masa y de energía para cada componente del ciclo, y en ciertas hipótesis típicas en este tipo de ciclos. La Figura 2.4 muestra un esquema simplificado del ciclo de la bomba de calor por compresión/resorción, representado en el diagrama PTX de la mezcla, los componentes que lo conforman y la

Capítulo 2. Modelización de propiedades y ciclo termodinámico de bomba de calor

numeración de los diferentes puntos del mismo. El ciclo de bomba de calor por compresión/resorción está formado por un circuito de solución y una línea vapor. Al usar la mezcla zeotrópica (CO₂/acetona) la corriente que sale del desorbedor (Punto #4) es una mezcla líquida/vapor. Esta corriente es separada a la salida del desorbedor en el componente definido como “separador” de forma que la corriente en fase vapor se dirige hacia el compresor (Punto #5) mientras que la corriente de solución (Punto #7) es impulsada por medio de la bomba de solución hacia el resorbedor, previamente la solución atraviesa el lado “caliente” del intercambiador de calor de solución, para aumentar la temperatura de la solución (Punto #8). La corriente de vapor proveniente del compresor (Punto #6) y la corriente procedente del intercambiador de calor de solución (Punto #9) se encuentran en el componente definido como “mezclador”. La mezcla bifásica entra en el resorbedor (Punto #10) donde se completa el proceso de absorción con disipación de calor en el sumidero, y sale del resorbedor (Punto #11). Esta corriente pasa primero por el intercambiador de calor de solución, donde pre enfría a la corriente procedente del resorbedor, y a continuación pasa por la válvula de expansión (Punto #12). La válvula de expansión (Punto #3) provoca una caída de presión del circuito y consecuentemente un aumento en la temperatura de la mezcla. Finalmente, la solución bifásica ingresa nuevamente al desorbedor y completa el circuito de solución.

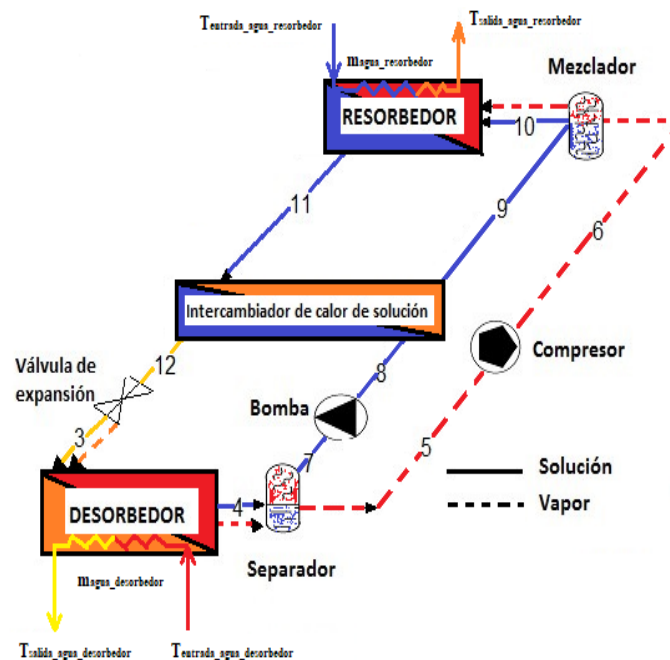


Figura 2.4 Esquema del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

2.5.1 Variables independientes y condiciones asumidas para el funcionamiento del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/Acetona

Las condiciones de operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción son definidas por el intervalo de operación de sus variables independientes. El modelado del ciclo se basa en el balance de masa y energía para cada componente del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión/resorción y una serie de condiciones de los estados del fluido a la salida o entrada de los componentes. Para la determinación de estas variables independientes es preciso mostrar la secuencia lógica de resolución del ciclo. La Tabla 2.10 muestra las ecuaciones del balance de masa y energía para cada componente del ciclo y la Tabla 2.11 las hipótesis asumidas para la operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción. La numeración de cada punto es referida a la descrita en la Figura 2.4.

Tabla 2.10 Ecuaciones utilizadas en los balances de masa y energía para cada componente en la simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

Componente del ciclo	Ecuaciones para el balance de masa y energía
Desorbedor	<ul style="list-style-type: none"> $m_{[3]} = m_{\text{liquido}[4]} + m_{\text{vapor}[4]}$ $m_{[3]} \cdot X_{[3]} = m_{\text{liquido}[4]} \cdot X_{\text{liquido}[4]} + m_{\text{vapor}[4]} \cdot X_{\text{vapor}[4]}$ $m_{[3]} \cdot h_{[3]} = m_{\text{liquido}[4]} \cdot h_{\text{liquido}[4]} + m_{\text{vapor}[4]} \cdot h_{\text{vapor}[4]}$ $Q_{\text{des}} = m_{[3]} \cdot (h_{[4]} - h_{[3]})$
Separador	<ul style="list-style-type: none"> $T_{[4]} = T_{[5]} = T_{[7]}$ $X_{[7]} = X_{\text{liquido}[4]} = X_{[8]} = X_{[9]}$ $X_{[5]} = X_{\text{vapor}[4]} = X_{\text{vapor}[6]}$
Bomba de solución	<ul style="list-style-type: none"> $h_{\text{liquido}[8]} = h_{\text{liquido}[7]} + wp_1$ $wp_1 = ((1/\rho_{\text{liq}[7]}) \cdot (P_{\text{alta}} - P_{\text{baja}})) / \mathcal{E}_{\text{bomba}}$ $wp = wp_1 \cdot m_{\text{liquido}[4]}$
Compresor	<ul style="list-style-type: none"> $SY_{[6]} = SY_{[5]}$ $w_{\text{comp}} = (m_{\text{vapor}[4]} \cdot (h_{\text{ISENT.}[6]} - h_{[5]})) / \text{eff}_{\text{comp}}$ $h_{[6]} = h_{[5]} + w_{\text{comp}} / m_{\text{vapor}[4]}$
Intercambiador de calor de solución	<ul style="list-style-type: none"> $\mathcal{E}_{\text{inter_calor}} = (T_{[9]} - T_{[8]}) / (T_{[11]} - T_{[8]})$ $\mathcal{E}_{\text{inter_calor}} = Q_{\text{real}} / Q_{\text{max}}$ $Q_{\text{inter_calor}} = m_{\text{liquido}[4]} \cdot (h_{\text{liquido}[9]} - h_{\text{liquido}[8]})$ $Q_{\text{inter_calor}} = m_{[3]} \cdot (h_{\text{liquido}[11]} - h_{[12]})$
Mezclador	<ul style="list-style-type: none"> $m_{[10]} = m_{\text{liquido}[9]} + m_{\text{vapor}[6]}$ $m_{[10]} \cdot X_{[10]} = m_{\text{liquido}[9]} \cdot X_{\text{liquido}[9]} + m_{\text{vapor}[6]} \cdot X_{\text{vapor}[6]}$ $m_{[10]} \cdot h_{[10]} = m_{\text{liquido}[9]} \cdot h_{\text{liquido}[9]} + m_{\text{vapor}[6]} \cdot h_{\text{vapor}[6]}$
Resorbedor	<ul style="list-style-type: none"> $Q_{\text{res}} = m_{[10]} \cdot (h_{[10]} - h_{\text{liquido}[11]})$ $h_{[10]} = h_{\text{liquido}[9]} + h_{\text{vapor}[6]} - h_{\text{liquido}[9]} \cdot q_{[10]}$
Válvula de expansión	<ul style="list-style-type: none"> $h_{[3]} = h_{[12]}$ En el caso de ser mezcla bifásica: $h_{[3]} = h_{\text{liquido}[3]} + h_{\text{vapor}[3]} - h_{\text{liquido}[3]} \cdot q_{[3]}$

Además de las ecuaciones en los balances de masa y energía consideradas para la simulación del ciclo de bomba de calor, se han asumido hipótesis a la entrada y salida de los principales componentes del ciclo. Estas condiciones se resumen en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11 Hipótesis del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

Descripción	Hipótesis
Ciclo de bomba de calor	<ul style="list-style-type: none"> Equilibrio en la mezcla bifásica: Punto 3, Punto 4; Punto 10; $q=m_{vapor}/m_{total}$ Condiciones de saturación: Punto 5,7 y 11 Efectividad del intercambiador de calor de la solución, $\mathcal{E}_{inter_calor}=1$ Rendimiento isentrópico de la bomba de impulsión y compresor, $\epsilon_{bomba}=1$, $\epsilon_{comp}=1$ Proceso isentálpico en la válvula de expansión
Circuitos externos	<ul style="list-style-type: none"> $T_{salida_agua_resor} - T_{entrada_agua_resor} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{entrada_agua_desor} - T_{salida_agua_desor} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

La simulación del ciclo de bomba de calor se realiza en un orden secuencial que permite relacionar el balance másico y de energía en cada componente, para ello se utilizó el software Engineering Equation Solver (EES). Se utilizaron los valores calculados de las propiedades de la mezcla en fase líquida y fase vapor, los balances de masa y energía en cada componente y las condiciones asumidas por el modelo. El esquema de la secuencia lógica utilizada para resolver el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se muestra en la figura 2.5.

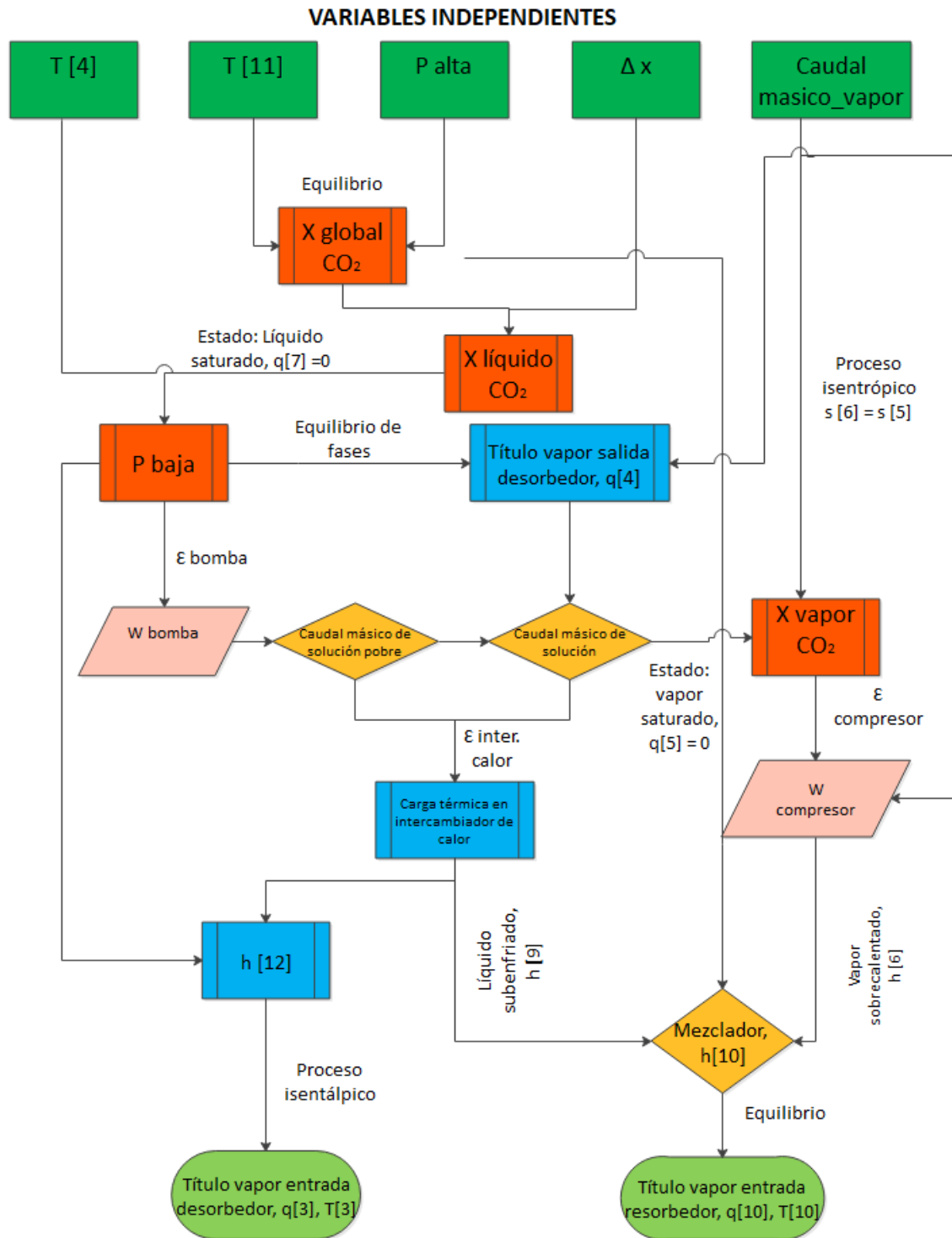


Figura 2.5 Secuencia l3gica de programaci3n de la simulaci3n del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n usando la mezcla CO₂/acetona

Como resultado de la simulaci3n del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresi3n/resorci3n usando la mezcla CO₂/acetona se han seleccionado 5 variables independientes para su interpretaci3n. Estas se presentan en la Tabla 2.12.

Tabla 2.12 Variables independientes consideradas para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

No.	Descripción	Simbología
1	Temperatura a la salida del desorbedor – lado de solución	$T_{[4]}$
2	Temperatura a la salida del resorbedor – lado de solución	$T_{[11]}$
3	Diferencia de composición entre la concentración global de CO ₂ en la mezcla y solución pobre	$\Delta x = X_{global} - X_{liquido}$
4	Presión alta del ciclo de bomba de calor	P_{alta}
5	Caudal másico de vapor	\dot{m}_{vapor}

2.5.2 Intervalo de operación del ciclo de bomba de calor por compresión/ resorción

El rango de operación del ciclo termodinámico de bomba de calor está definido por dos aspectos: los intervalos de propiedades de la mezcla CO₂/acetona en el equilibrio líquido-vapor encontrados en la literatura disponible y el intervalo de operación definido por el diagrama de presión de vapor de la mezcla. Se ha tomado un caso ejemplo de funcionamiento del ciclo para determinar de forma gráfica el intervalo de operación de cada variable independiente. Los valores definidos en cada variable independiente se muestran en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13 Valores seleccionados como ejemplo para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

Descripción	Simbología	Valor	Unidades
Temperatura a la salida del desorbedor – lado de solución	$T_{[4]}$	30	°C
Temperatura a la salida del resorber – lado de solución	$T_{[11]}$	50	°C
Diferencia de composición entre la concentración global de CO ₂ en la mezcla y solución pobre	$\Delta x = X_{global} - X_{liquido}$	0.10	-
Presión alta del ciclo de bomba de calor	P_{alta}	40	bar
Caudal másico de vapor	\dot{m}_{vapor}	1	Kg/s

Los resultados obtenidos en la simulación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción del caso ejemplo son trazados sobre el diagrama de vapor de presión de la mezcla CO₂/acetona, estos resultados se muestra en la Figura 2.6. Aquí se presenta

los valores de presión, temperatura y composición a la entrada y salida de los componentes principales del ciclo: absorbedor y resorbedor.

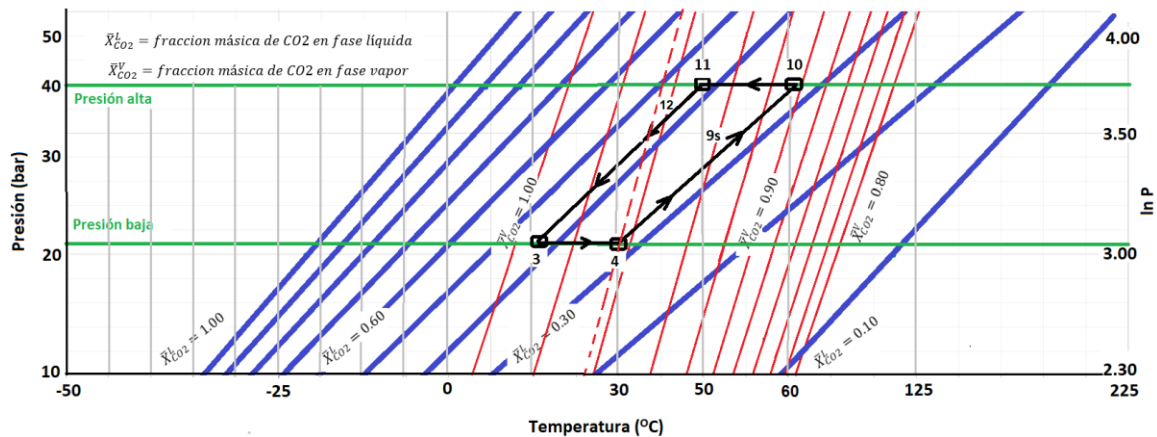


Figura 2.6 Representación del ciclo del ejemplo en el diagrama *PTXY* de la mezcla CO₂/acetona

La simulación busca estudiar el comportamiento del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona en aplicaciones industriales, para esto se considera una temperatura mínima en la fuente de calor de 30°C. La tecnología actual en intercambiadores de calor de placas maneja presiones máximas de trabajo de hasta 50 bar. Un salto térmico (T_{lift}) entre la fuente y sumidero comprendido entre 20 y 40°C se considera realizable. Se probará una diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre entre 0.10 y 0.20 considerando que el fluido de trabajo se encuentre en la zona de equilibrio líquido-vapor. El intervalo de operación en las variables independientes para el análisis del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona se muestra en la Tabla 2.14.

Tabla 2.14 Intervalo de operación para el ciclo de bomba de calor por compresión resorción usando la mezcla CO₂/Acetona

Descripción	Simbología	Intervalo de operación	Unidades
Temperatura a la salida del desorbedor – lado de solución	$T_{[4]}$	30 – 70	°C
Temperatura a la salida del resorbedor – lado de solución	$T_{[11]}$	50 – 110	°C
Diferencia de composición entre la concentración global de CO ₂ en la mezcla y solución pobre	Δx	$\Delta x=0.10$ $\Delta x=0.15$ $\Delta x=0.20$	-
Presión alta del ciclo de bomba de calor	P_{alta}	30 – 50	bar
Caudal másico de vapor	\dot{m}_{vapor}	0.5 y 1	Kg/s

2.5.3 Casos de estudio para el análisis paramétrico

Una combinación de los intervalos de operación de las variables del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona permite determinar casos de estudio para el análisis paramétrico del ciclo. La Tabla 2.15 presenta un resumen de los casos de estudio determinados al variar la temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 30 a 70°C con incrementos de 20°C, Δx entre 0.10 y 0.20 con incrementos de 0.05, temperatura de la solución a la salida del resorbedor de 50 a 110°C con incrementos de 10°C, presión alta en el ciclo de bomba de calor entre 30 y 50 bar con incrementos de 10 bar y un valor del flujo másico de vapor de 0.5 y 1 kg/s.

Tabla 2.15 Casos de estudio paramétrico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona

P_{alta} bar	$T_{[4]}$ °C	ΔX -	$T_{[11]}$ °C	\dot{m}_{vapor} kg/s	$T_{[4]}$ °C	ΔX -	$T_{[11]}$ °C	\dot{m}_{vapor} kg/s	$T_{[4]}$ °C	ΔX -	$T_{[11]}$ °C	\dot{m}_{vapor} kg/s
30, 40 y 50	30	0.10	50	0.5	50	0.10	70	0.5	70	0.10	90	0.5
			50	1			70	1			90	1
			60	0.5			80	0.5			100	0.5
			60	1			80	1			100	1
			70	0.5			90	0.5			110	0.5
			70	1			90	1			110	1
	30	0.15	50	0.5	50	0.15	70	0.5	70	0.15	90	0.5
			50	1			70	1			90	1
			60	0.5			80	0.5			100	0.5
			60	1			80	1			100	1
			70	0.5			90	0.5			110	0.5
			70	1			90	1			110	1
	30	0.20	50	0.5	50	0.20	70	0.5	70	0.20	90	0.5
			50	1			70	1			90	1
			60	0.5			80	0.5			100	0.5
			60	1			80	1			100	1
			70	0.5			90	0.5			110	0.5
			70	1			90	1			110	1

La Tabla 2.15 muestra que para cada valor de presión alta del ciclo (30, 40 y 50 bar), se han definido dos casos de estudio con respecto al caudal másico de vapor (\dot{m}_{vapor}), de estos se determinan tres casos de estudio con respecto a: la temperatura de la solución a la salida del resorbedor ($T_{[11]}$), la diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) y la temperatura de la solución a la salida del desorbedor ($T_{[4]}$). En resumen, son 18 combinaciones posibles para cada presión alta del ciclo (30, 40 y 50 bar), el número total de casos de estudio es 54.

2.6 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓ/RESORCIÓ USANDO LA MEZCLA CO₂/ACETONA

Se ha desarrollado el análisis paramétrico del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n usando la mezcla CO₂/acetona, para analizar la influencia de las variables independiente del ciclo cuando una de ellas permanece constante. Las Figuras 2.7 a 2.9 muestran los cálculos del Coeficiente de operaci3n del ciclo de bomba de calor (*COP*) en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor (T_{III}), la diferencia de composici3n entre la concentraci3n global de CO₂ en la mezcla y soluci3n pobre (Δx), la presi3n alta del ciclo (P_{alta}), el caudal másico en la lnea vapor (\dot{m}_{vapor}), a una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor entre 30 y 70°C, respectivamente.

La Figura 2.7 muestra los resultados del *COP* del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n a una temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor entre 50 y 70°C, Δx entre 0.10 y 0.20, para una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor de 30°C, a una presi3n de a) 30, b) 40 y c) 50 bar. En esta figura se muestra que, si la presi3n alta del ciclo es constante y la temperatura de soluci3n a la salida del resorbedor es 50°C, los valores del coeficiente de operaci3n alcanzan los valores más altos hasta un máximo de 3. Si P_{alta} incrementa su valor de 30 a 50 bar, el valor del coeficiente de operaci3n de ciclo de bomba de calor disminuye hasta un valor mínimo de 1.01. Un salto térmico de 20°C y un Δx creciente de 0.10 a 0.20 incrementa el valor de *COP*. Se encontró que el valor del caudal másico de vapor (\dot{m}_{vapor}) no influye en la determinaci3n del coeficiente de operaci3n de ciclo de bomba de calor, pues los valores de *COP* calculados se superponen en el gráfico.

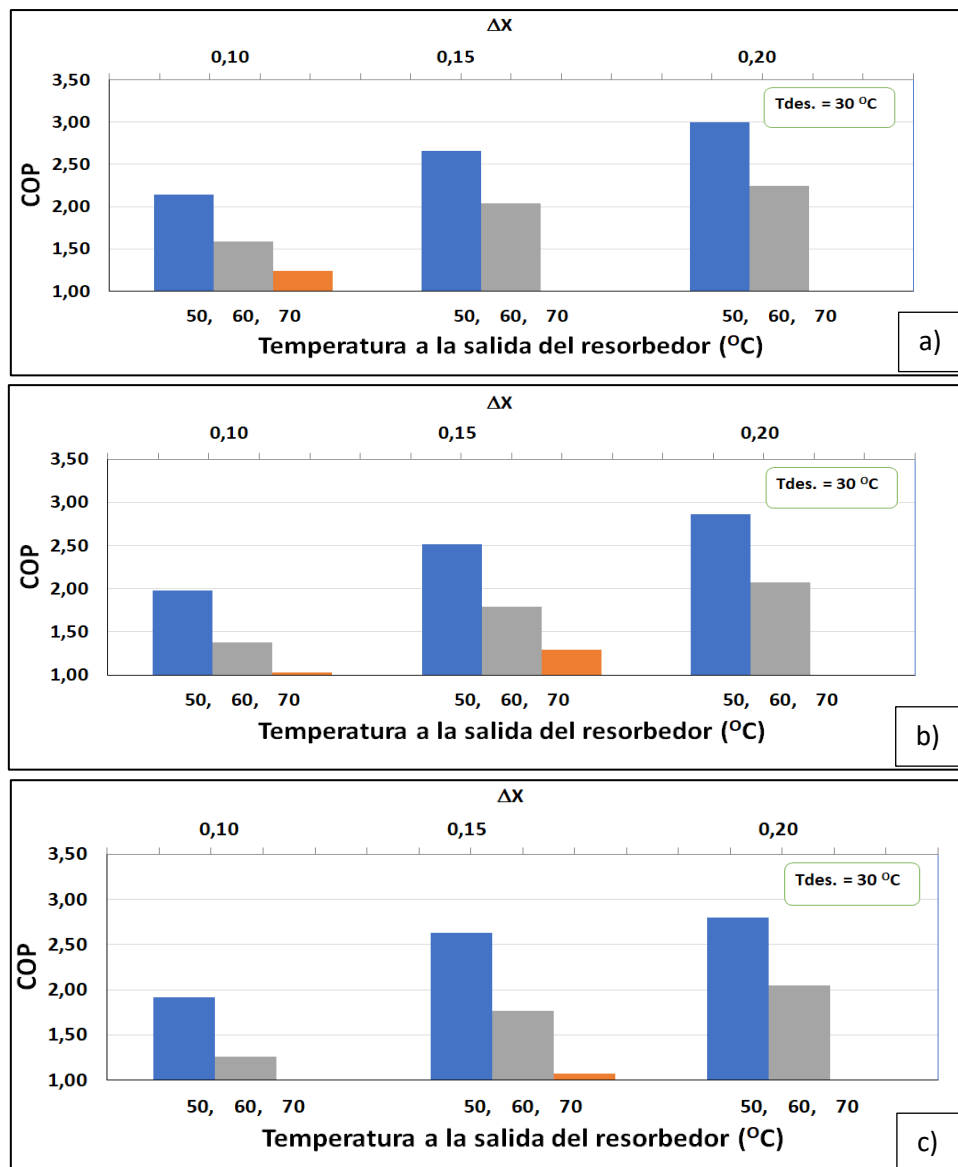


Figura 2.7 Resultados del *COP* del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n con diferentes valores en las variables independientes a una presi3n alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor de 30°C.

La Figura 2.8 muestra los resultados del coeficiente de operaci3n de ciclo de bomba de calor con una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor de 50°C, una temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor entre 70 y 90°C, un Δx entre 0.10 y 0.20, a una presi3n de a) 30, b) 40 y c) 50 bar. En esta figura se muestra que los valores de *COP* decrecen hasta valores cercanos a 1 cuando la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor aumenta de 70 a 90°C. El valor m1s alto de *COP* en este caso es 2.10, este es obtenido con un valor de Δx de 0.20, una temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor de 70°C a una presi3n de 50 bar. Si la presi3n alta del ciclo aumenta desde 30 a

40 bar, el valor del coeficiente de operaci3n de ciclo de bomba de calor se reduce cuando $\Delta x = 0.10$. Sin embargo, para un $\Delta x = 0.15$ y 0.20 , se muestra que para un valor de P_{alta} entre 40 y 50 bar, el valor de COP es nulo o muy cercano a 1 cuando se tiene un salto de temperatura entre fuente y sumidero de 30°C o superior. Se ha determinado que en estas condiciones el ciclo no opera como bomba de calor por compresi3n/resorci3n al usar la mezcla CO₂/acetona como fluido de trabajo.

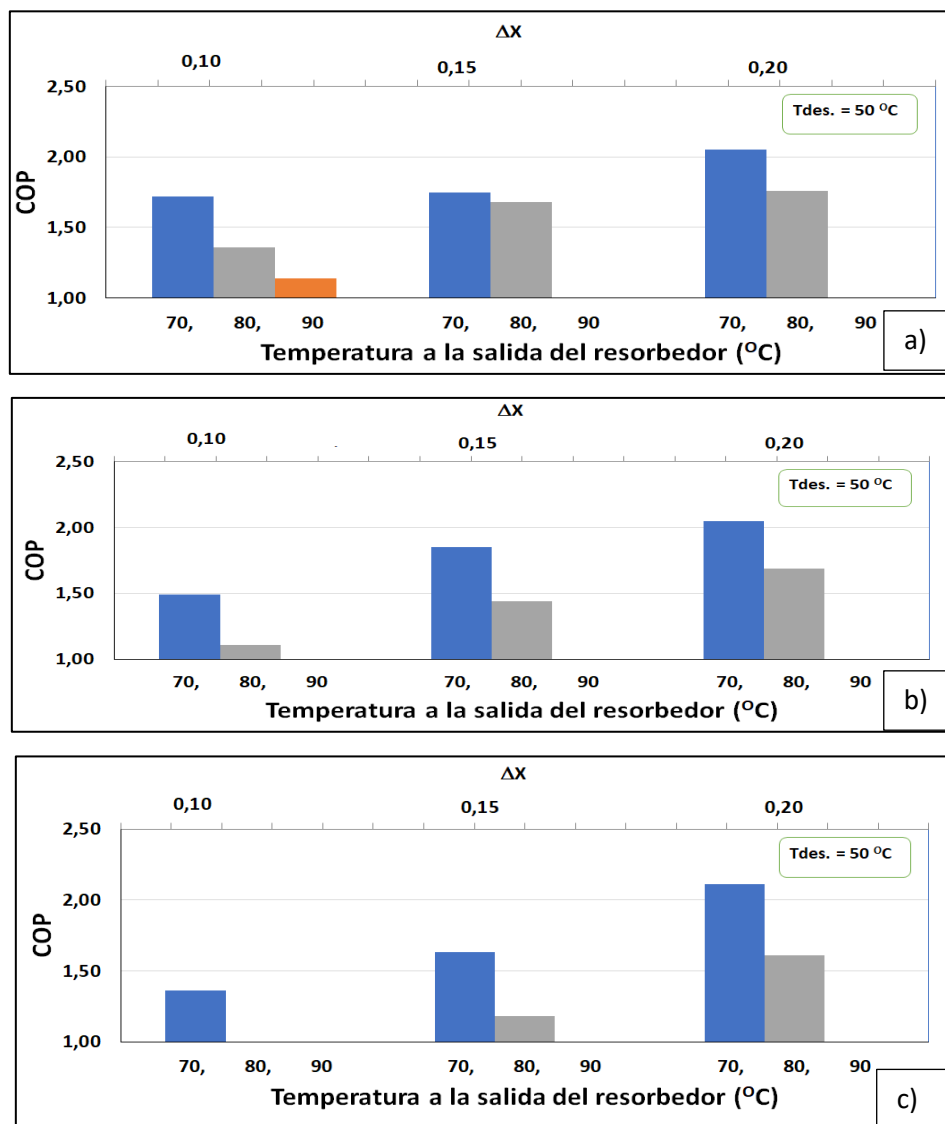


Figura 2.8 Resultados del COP del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n para diferentes valores de las variables independientes a una presi3n alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor de 50°C.

La figura 2.9 muestra los valores de COP determinados cuando la temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor es 70°C, una temperatura de la soluci3n a la salida del

resorbedor entre 90 y 110°C, un Δx entre 0.10 y 0.20, a una presi3n de a)30, b) 40 y c)50 bar. Los resultados en la Figura 2.9a muestran que a una P_{alta} del ciclo de bomba de calor de 30 bar, han sido determinados valores del coeficiente de operaci3n (COP) solamente cuando Δx se encuentra entre 0.10 y 0.15, a un Δx de 0.20 la soluci3n se encuentra en estado de saturaci3n. El valor m1s alto calculado de COP es 2, este es obtenido con una presi3n alta del ciclo de 40 bar (Figura 2.9b), una temperatura de soluci3n a la salida del resorbedor de 90°C y un Δx de 0.20. Se ha determinado que un salto t3rmico entre la fuente de calor y el sumidero de 20 y 30°C es factible para el ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n, con una temperatura de fuente de calor de 70°C a una presi3n alta del ciclo de 40 bar, excepto para un Δx de 0.10.

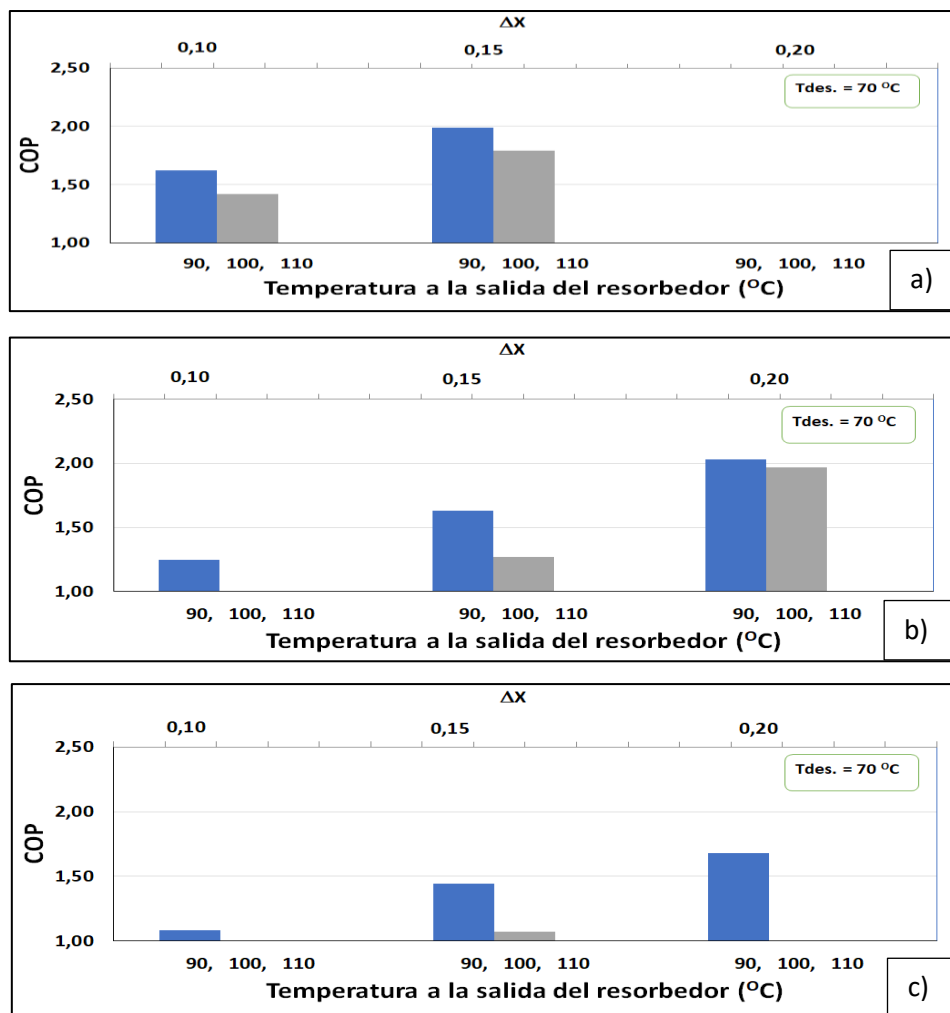


Figura 2.9 Resultados del COP del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n con diferentes valores en las variables independientes a una presi3n alta del ciclo de a) 30 b) 40 y c) 50 bar a una temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor de 70°C.

Los resultados del coeficiente de operación muestran un mejor desempeño del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción con una presión alta entre 30 y 40 bar. Una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 30°C, mejora la eficiencia del ciclo, hasta un valor máximo de $COP_{max}=3$. Si el mayor salto térmico determinado entre la fuente de calor y sumidero del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona es 20°C, el valor del coeficiente de operación de ciclo se incrementa hasta alcanzar los valores más altos, determinados a cada presión alta del ciclo. Se ha determinado que es posible generar temperatura en sumidero del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona de hasta 100°C con una temperatura en fuente 70°C, una diferencia entre composición global y una composición pobre (Δx) de 0.20 y una P_{alta} de 40 bar.

A continuación, las figuras 2.10 a 2.12 presentan un resumen de los valores calculados del coeficiente de operación (COP) en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor (30, 50 y 70°C), la temperatura de la solución a la salida del resorbedor entre (50 y 100°C), un caudal másico de vapor (\dot{m}_{vapor}) de 0.5 y 1 kg/s, Δx entre 0.10 y 0.20, a una presión de 30, 40 y 50 bar, respectivamente.

La figura 2.10 muestra que el coeficiente de operación del ciclo de bomba de calor (COP) disminuye de 3 a 1.2 cuando la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta desde 30 a 50°C. Se observa que el mejor desempeño del ciclo se da cuando la diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) tiene un valor entre 0.15 y 0.20. El coeficiente de operación de ciclo de bomba de calor disminuye cuando la temperatura de la solución a la salida del resorbedor aumenta de 50 hasta los 100°C. El efecto del caudal másico de vapor no es relevante, pues los valores de COP se superponen para ambos casos (0.5 y 1 kg/s).

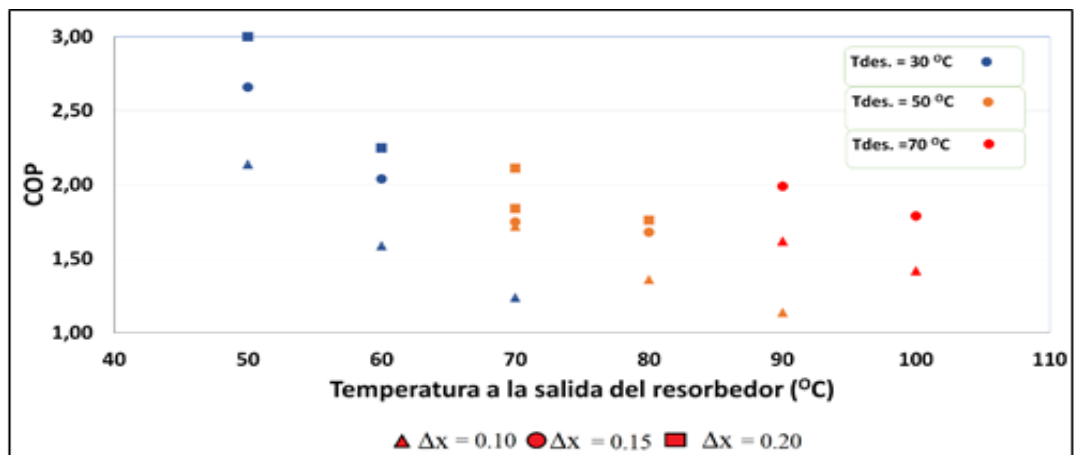


Figura 2.10 COP del ciclo de bomba de calor en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor a una presi3n alta del ciclo de 30 bar.

La figura 2.11 muestra el valor del coeficiente de operaci3n del ciclo en funci3n de los mismos intervalos de variaci3n presentados en la figura 2.10, pero a una presi3n alta del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n de 40 bar.

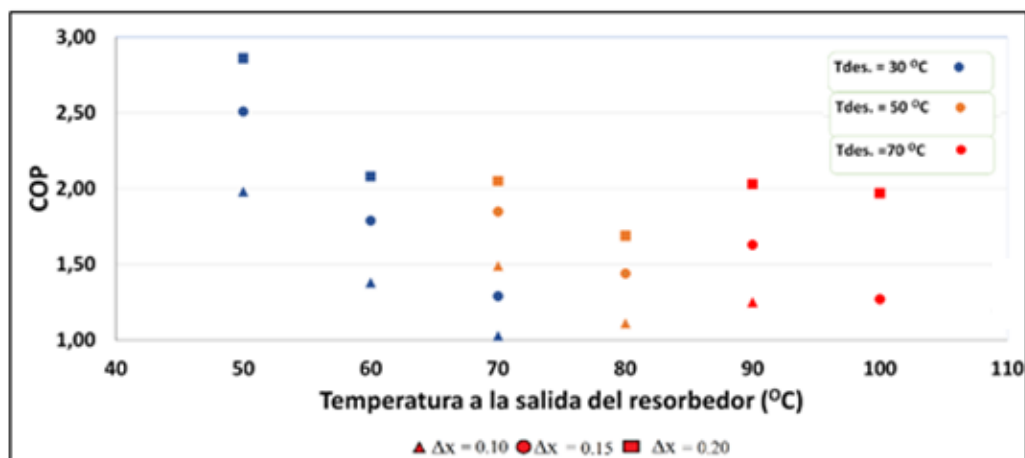


Figura 2.11 COP del ciclo de bomba de calor en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor, a una presi3n alta del ciclo de 40 bar.

En la figura 2.11 se muestra que, si la presi3n alta del ciclo es 40 bar, el coeficiente de operaci3n del ciclo de bomba de calor (COP) disminuye cuando la temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor aumenta de 30 a 70°C. Los valores del coeficiente de operaci3n del ciclo de bomba de calor incrementan hasta un valor máximo de 2.8 con un

Δx de 0.20. El *COP* del ciclo se reduce hasta un valor mínimo de 1.01 cuando la temperatura de la solución a la salida del resorbedor aumenta de 50 a 70°C, esto sucede a un $\Delta x=0.10$. Se muestra que es realizable una revalorización térmica desde una temperatura en fuente de 70°C hasta una temperatura en sumidero de 100°C.

La figura 2.12 muestra que, el coeficiente de operación de ciclo de bomba de calor (*COP*) decrece cuando la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta con 30 a 70°C. Una diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) de 0.20 incrementa los valores del coeficiente de operación del ciclo de bomba de calor (*COP*), hasta un máximo de *COP*=2.6. Si la temperatura de la solución a la salida del resorbedor aumenta de 50 a 100°C, el *COP* del ciclo baja hasta un valor mínimo de 1.1. La máxima temperatura de la solución a la salida del resorbedor para estas condiciones, en donde el ciclo funciona como bomba de calor es 100°C a una P_{alta} de 40 bar.

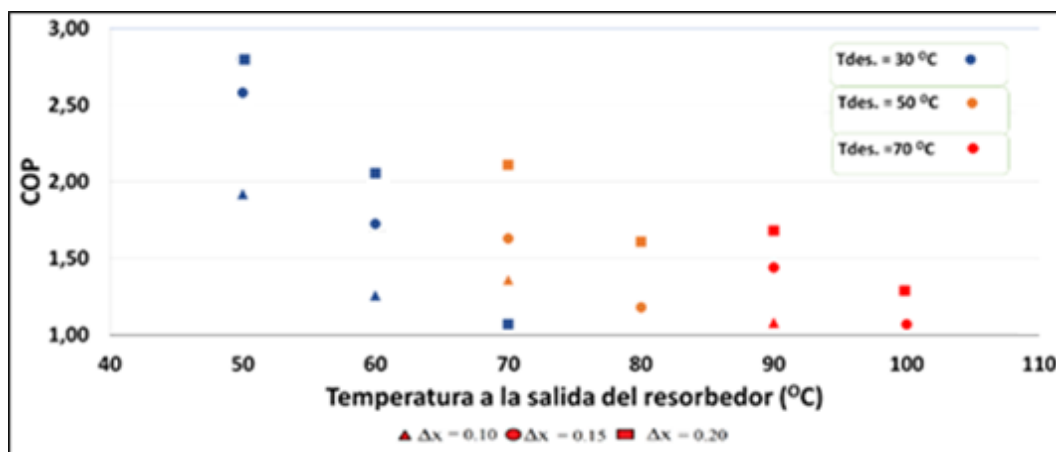


Figura 2.12 *COP* del ciclo de bomba de calor en función de la temperatura de la solución a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal másico de vapor, a una presión alta del ciclo de 50 bar.

De forma global se tiene que, si la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta de 30°C a 70°C a una presión alta del ciclo constante, el coeficiente de operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción disminuye desde un valor de 3 a 1.1. Se ha obtenido un valor más alto en el coeficiente de operación del ciclo de bomba da calor con una diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) de 0.20. Se determinó un valor del coeficiente de operación del ciclo

máximo de 3, 2.8 y 2.6 para una P_{alta} de 30, 40 y 50 bar, respectivamente. De forma general, si la temperatura de la solución a la salida del resorbedor aumenta junto con la temperatura a la salida del desorbedor, la eficiencia del ciclo baja, es recomendable una temperatura de solución a la salida del desorbedor que no sobrepase los 40°C y un salto de esta con la temperatura de sumidero de 20°C. Se muestra que la variación en el caudal másico de vapor de 0.5 a 1 kg/s no afecta al coeficiente de operación del ciclo, pues los resultados se superponen unos con otros.

Otro parámetro importante que denota el desempeño del ciclo de bomba de calor es la relación de caudales entre la solución pobre y la del refrigerante ($f = \dot{m}_{liquido}/\dot{m}_{vapor}$). Las Figuras 2.13, 2.14 y 2.15 muestran los resultados de la relación de caudal (f) en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor, temperatura de la solución a la salida del resorbedor, Δx , a una presión alta del ciclo de 30, 40 y 50 bar, respectivamente.

La relación de caudales cuando la presión alta en el ciclo es 30 bar (Figura 2.13) tienen los valores calculados más altos ($f = 7.1$) con una diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) de 0.10. La temperatura de la solución a la salida del desorbedor influye de forma muy leve para la relación en la relación de caudal. La temperatura de la solución a la salida del resorbedor tampoco es una variable que influya de forma considerable a la relación de caudales. El intervalo de valores en el cual se encuentra la relación de caudales para esta presión (30 bar) se encuentra entre 3 y 7.1. El efecto del caudal másico de vapor no es relevante, pues los valores de COP se superponen para ambos casos (0.5 y 1 kg/s).

El valor más alto de la relación de caudales de solución y de vapor en el ciclo para una presión alta de 40 bar (Figura 2.14) es $f = 6.8$, este se obtiene de igual manera que para una P_{alta} de 30 bar con un $\Delta x = 0.10$. El intervalo de valores en el cual se encuentra la relación de caudales para esta presión (40 bar) está entre 3 a 6.8. Al comparar este intervalo de “ f ” con el determinado para una P_{alta} en el ciclo de bomba de calor de 30 bar, se muestra una reducción entre sus límites mayor y menor.

La relación de caudales de solución y de vapor del ciclo a una presión de 50 bar (Figura 2.15) alcanza un valor $f = 6.2$, este es determinado también con $\Delta x = 0.10$, al igual que en los casos con P_{alta} de 30 y 40 bar. El rango de valores en el cual se encuentra la relación de

caudales para esta presi3n (40 bar) est3 entre 2.5 a 6.2. Por otro lado, la temperatura de la soluci3n a la salida del desorbedor, la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor y el caudal m3sico de vapor no influyen fuertemente a la relaci3n de caudales f .

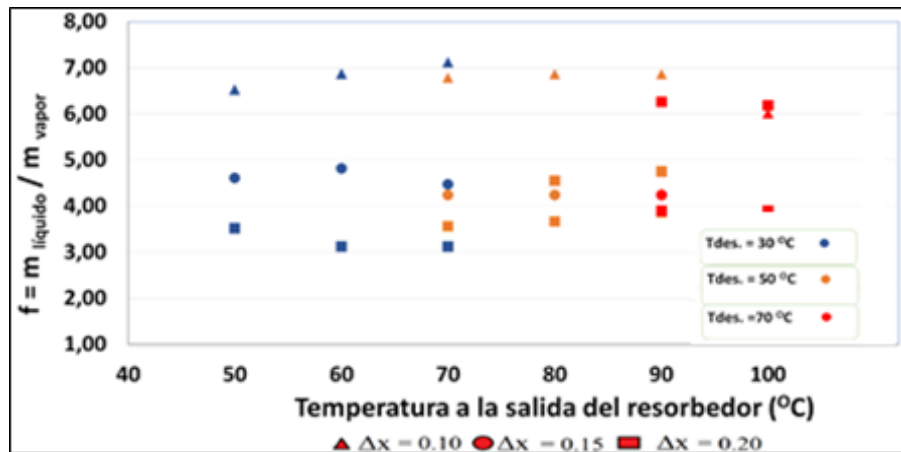


Figura 2.13 Relaci3n de caudales de soluci3n y de vapor (f) del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal m3sico de vapor; a una presi3n alta del ciclo de 30 bar.

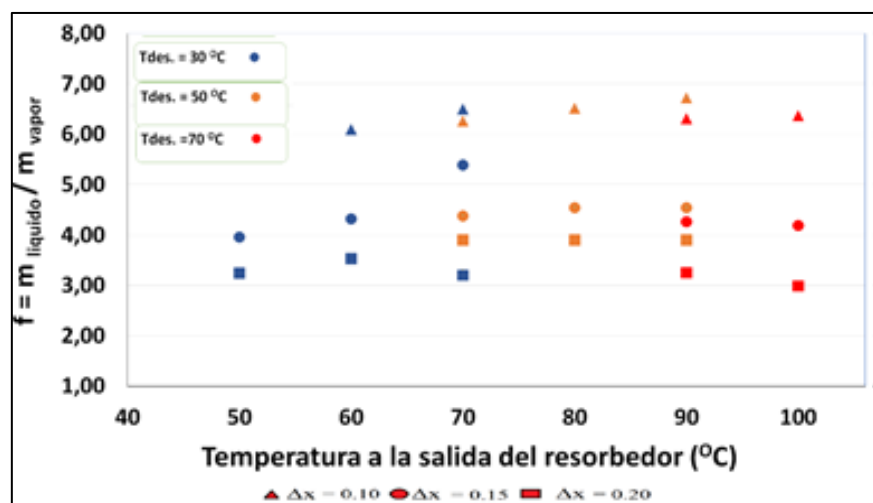


Figura 2.14 Relaci3n de caudales de soluci3n y de vapor (f) del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal m3sico de vapor; a una presi3n alta del ciclo de 40 bar.

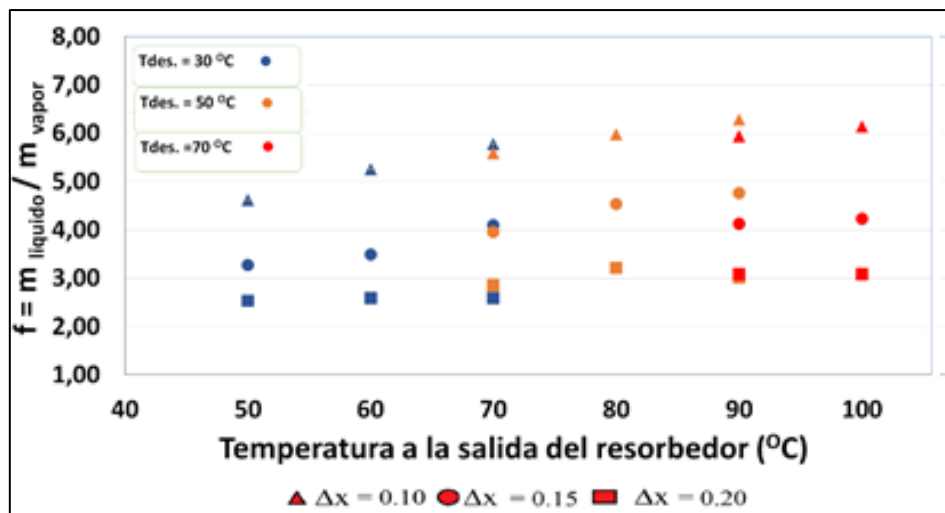


Figura 2.15 Relaci3n de caudales (f) del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n en funci3n de la temperatura de la soluci3n a la salida del resorbedor a distintas temperaturas en la fuente de calor, Δx y caudal m3sico de vapor; a una presi3n alta del ciclo de 50 bar.

De forma general, los valores calculados para la relaci3n de caudales ($f = m_{\text{liquido}} / m_{\text{vapor}}$) se encuentran en el rango comprendido entre 2.5 y 7.1 m3nimo y m3ximo respectivamente. Los valores m3s altos calculados para la relaci3n de caudales f se dan cuando Δx es 0.10. El aumento de presi3n alta en el ciclo representa una disminuci3n en la relaci3n de caudales. La variaci3n en el caudal m3sico de vapor de 0.5 a 1 kg/s no afecta en la relaci3n de caudales calculada pues los resultados se superponen unos con otros.

2.7 COMPARACI3N DE RESULTADOS DEL CICLO DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESI3N/RESORCI3N USANDO LA MEZCLA CO₂/ACETONA CON INVESTIGACIONES AFINES

Se ha realizado una revisi3n bibliogr3fica de sistemas que utilizan el ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n usando CO₂ como fluido de trabajo (ciclo trans-cr3tico), as3 como tambi3n disoluciones del mismo en distintos absorbentes. La Tabla 2.16 muestra una lista de trabajos relacionados con esta tecnolog3a, en donde se compara sus resultados con los determinados por el modelo desarrollado en el presente trabajo del ciclo de bomba de calor por compresi3n/ resorci3n usando la mezcla CO₂/acetona.

Tabla 2.16 Comparación de resultados del ciclo de bomba de calor por compresión / resorción usando la mezcla CO₂/acetona con investigaciones afines

Referencia	Título de la investigación o producto	Fluido de trabajo	Fluido y Temp. en fuente de calor (°C)	Fluido y Temp. en sumidero (°C)	Potencia Calorífica (kW)	COP
Presente trabajo [-]	Modelado del ciclo de bomba de calor por compresión /resorción usando la mezcla CO ₂ /Acetona	CO ₂ /Acetona	Aguas residuales 30 a 70	Agua 50 a 100	100 a 200	1.1 a 3
Mayekawa [62]	Bombas de calor de CO ₂ transcrito. Eco Sirocco	CO ₂ transc. (R744)	Aguas residuales 20 - 25	Aire 100-120	65 a 90	2.9
Durr Therme CO ₂ [63]	La bomba de calor Thermeco2 HHR1000	CO ₂ transc. (R744)	Aguas residuales 8 a 40	Agua 80- 110	51 a 2.2 MW	3.9
Kobe Steel – Kobelco [64]	Inversor semi-hermético de doble tornillo para aplicaciones en industria	Mezcla de R134a y R245fa	Aire 10 a 40	Agua 90	70 a 230	1.7 a 3
Ochsner Energie Technik GmbH [65]	Bomba de calor modelo: IWWDS R2R3b	Mezcla de R134a y OK01	Aguas residuales 35 a 55	Agua 95 a 130	170 a 750	5.3
Mitsubishi [66]	Bomba de calor de agua caliente compacta con economizador cerrado y un turbocompresor de dos etapas con inyección intermedia. Modelo: ETW- L	R134 a	Aguas residuales 10 a 50	Agua 90	340 a 600	4.1

La Tabla 2.16 muestra que, con respecto a un intervalo en la temperatura de fuente de calor, el intervalo de análisis propuesto en esta tesis doctoral (30 a 70°C), cubre un importante rango comparado con los trabajos recopilados en esta revisión. El intervalo de temperatura en sumidero de bomba de calor en los trabajos presentados por la empresa Durr Therme CO₂ [63], Kobe Steel – Kobelco [64] y Mitsubishi [66]: 80 a 110, 90 y 90°C,

respectivamente, son intervalos del mismo orden de magnitud para el presentado en el análisis del presente trabajo (50 a 100°C). El intervalo de potencia calorífica del estudio de Kobe Steel – Kobelco [64] (70 a 230 kW), se encuentra en el mismo orden de magnitud que el del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona, este es : 100 a 200 kW de forma aproximada. Los valores máximos del coeficiente de operación (*COP*) obtenidos por las empresas Mayekawa [62], Durr Therme CO₂ [63], Kobe Steel – Kobelco [64], Mitsubishi [66] Ochsner Energie Technik GmbH [65] de 5.3, 2.9, 3.9, 3, 4.1, respectivamente, muestran un mismo orden de magnitud del coeficiente de operación del ciclo determinado en el presente trabajo (1.01 a 3). Estas comparaciones muestran al ciclo de bomba de calor por compresión / resorción usando la mezcla CO₂/acetona como fluido de trabajo, como una opción interesante para su aplicación.

2.8 CONCLUSIONES

En este capítulo se realizó una búsqueda bibliográfica para obtener datos experimentales disponibles de las propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona, y se analizaron los métodos usados por distintos autores para la determinación de propiedades en mezclas binarias y se determinó los valores de desviación máxima, media y mínima, esto para seleccionar el método a usar para la determinación de propiedades de la mezcla CO₂/acetona. La ecuación de estado de Peng Robinson fue seleccionada como método para determinar el equilibrio y otras propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona. Para la selección de la ecuación de estado de Peng Robinson se tomó la recomendación expuesta por varios autores para esta mezcla y se comprobó su validación.

Se ha obtenido una desviación máxima de la presión de vapor entre datos experimentales obtenidos en literatura y calculados por la ecuación de estado de Peng-Robinson de 4.8, 3.9 y 5.8%, y para el factor $K=y/x$ de 6.2, 8.7 y 4.3% para un intervalo de temperatura entre 291 a 313 K, 313 a 353K y 333 a 393 K, respectivamente.

La correlación polinomial para el parámetro de interacción binaria (k_{12}) en el modelo basado en la ecuación de estado de Peng Robinson mostró que el parámetro más influyente para el ajuste es k_1 . Se ha elaborado el diagrama de presión de vapor de la solución CO₂/acetona en función de la composición molar de CO₂ presente en la mezcla para distintas temperaturas y el diagrama *PTXY*.

Se ha propuesto y justificado el uso de correlaciones usadas para el cálculo de densidad, entalpía y entropía de la mezcla en su fase líquida y vapor. Se ha propuesto una correlación matemática para la determinación de la densidad de la mezcla CO₂/acetona en fase líquida a través del ajuste de datos experimentales disponibles. Se usó el factor de corrección de volumen específico de Peneloux para mejorar la aproximación de datos calculados a experimentales en el cálculo de densidad de la fase líquida de la mezcla CO₂/acetona. Se obtuvo un valor de desviación máxima de 2.5% y 4.1% de la densidad para la fase líquida y vapor, respectivamente. De la comparación de datos experimentales y calculados de entalpía de exceso en la mezcla CO₂/acetona se obtuvo una desviación máxima de 5.4%.

El modelado del ciclo de bomba de calor se basa en el ajuste de materia y energía de cada componente del ciclo y asunciones hipotéticas del estado de la mezcla en diferentes puntos del ciclo. Para el modelado del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se ha utilizado el equilibrio de fases líquido-vapor y las propiedades termodinámicas determinadas para la mezcla CO₂/acetona. Las variables independientes del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción y su rango de operación fueron determinadas por el rango de datos experimentales encontrados en literatura y el alcance determinado por el diagrama de presión de vapor de la mezcla, determinado a través de un caso ejemplo.

Se definió como variables independientes del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona a las siguientes: temperatura de la solución a la salida del desorbedor, temperatura de la solución a la salida del resorbedor, diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre ($\Delta x = X_{global} - X_{liquido}$), presión alta del ciclo de bomba de calor (P_{alta}) y flujo másico de vapor (\dot{m}_{vapor}).

Los resultados del análisis del ciclo de bomba de calor por compresión / resorción usando la mezcla CO₂/acetona muestran que para un valor $\Delta x = 0.05$ no se generaron resultados del ciclo operando como bomba de calor. Se define como rango de concentración de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: 20 a 50% para operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona. Una mayor concentración molar de CO₂ mejora la eficiencia del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción, se han alcanzado temperaturas de calentamiento en el sumidero de hasta 100°C. Si la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta de 30°C a 70°C la eficiencia del ciclo

(*COP*) disminuye desde un valor de 3 a 1.01. El aumento en la presión alta (30 a 50 bar) es un parámetro determinante en el coeficiente de operación (*COP*), a menor presión mejor desempeño del ciclo. La variación en el flujo másico de vapor no representa un cambio en los valores del coeficiente de operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción. El valor más alto del coeficiente de operación del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción ($COP=3$) es determinado cuando la diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) es 0.20, la temperatura de la solución a la salida del desorbedor es 30°C y el salto de temperatura entre fuente y sumidero es 20°C.

El intervalo de relación de caudales de solución y de vapor (*f*) en el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción reduce su intervalo (7.1-3 a 6.2-2.5) si la presión alta del ciclo aumenta de 30 a 50 bar. El valor más alto calculado en la relación de caudal es 7.1, este valor fue determinado a una diferencia de concentración molar de CO₂ entre la línea de mezcla y la línea de solución (Δx) de 0.10. La variable con mayor influencia en la relación de caudal es la diferencia de concentración molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona entre la línea de mezcla y la línea de solución ($\Delta x = X_{global} - X_{líquido}$), si Δx aumenta de 0.10 a 0.20, la relación de caudal puede disminuir hasta un valor mínimo de 2.5. La variación del caudal másico de vapor de 0.5 y 1 kg/s, no representa un parámetro influyente para la variación en la relación de caudal del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona como fluido de trabajo.

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL Y DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓN

Capítulo 3. Condiciones de operación y metodología del estudio del proceso de desorción

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta la instalación experimental construida para el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de cuatro placas, así como la determinación de las condiciones de operación del estudio experimental. La desorción de la solución se genera en el canal central de un intercambiador de calor de placas usado como desorbedor. La instalación experimental cuenta con equipos para la regulación de temperatura, presión y caudal másico en el circuito de solución y de calentamiento y enfriamiento en circuitos externos. La instalación dispone también de instrumentación que permite la medición y el registro de datos experimentales.

Las condiciones de operación de los ensayos experimentales fueron determinadas a partir del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción y las características geométricas y operativas del intercambiador de calor de placas usado.

Asimismo, se presenta el procedimiento de carga inicial, puesta a punto y secuencia en la realización de los ensayos experimentales. El capítulo se complementa con la descripción de las ecuaciones utilizadas para la reducción de datos experimentales. Los parámetros de transferencia de calor y masa estudiados son: coeficiente de transferencia de calor de la solución, flujo de calor, flujo másico de desorción y título de vapor medio en el intercambiador.

3.2 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La instalación experimental fue diseñada para realizar el estudio del proceso de desorción de la solución CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. El intercambiador de calor usado como desorbedor está formado por cuatro placas, creando tres canales internos. La solución CO₂/acetona circula por el canal central mientras que la corriente de fluido térmico lo hace por los canales adyacentes.

La instalación experimental está formada por dos circuitos principales y tres externos. Estos circuitos son respectivamente: circuito de carga de la mezcla, circuito de solución o ensayos y circuitos de precalentamiento, calentamiento y enfriamiento de la solución. El circuito de carga permite la preparación de la solución, a una concentración determinada de CO₂ en acetona, a partir de los compuestos puros. En el circuito de solución, cuyo componente principal es el intercambiador de calor de placas usado como desorbedor, la solución es

Capítulo 3. Condiciones de operación y metodología del estudio del proceso de desorción

bombeada desde el depósito de solución, precalentada, llevada a ebullición y posteriormente enfriada en el condensador. La Figura 3.1 muestra un esquema de la instalación experimental, señalando los componentes que lo conforman, los circuitos y la numeración de los distintos puntos del ciclo. Se representa en color rojo el circuito de carga de mezcla y en color negro el circuito de solución o ensayos.

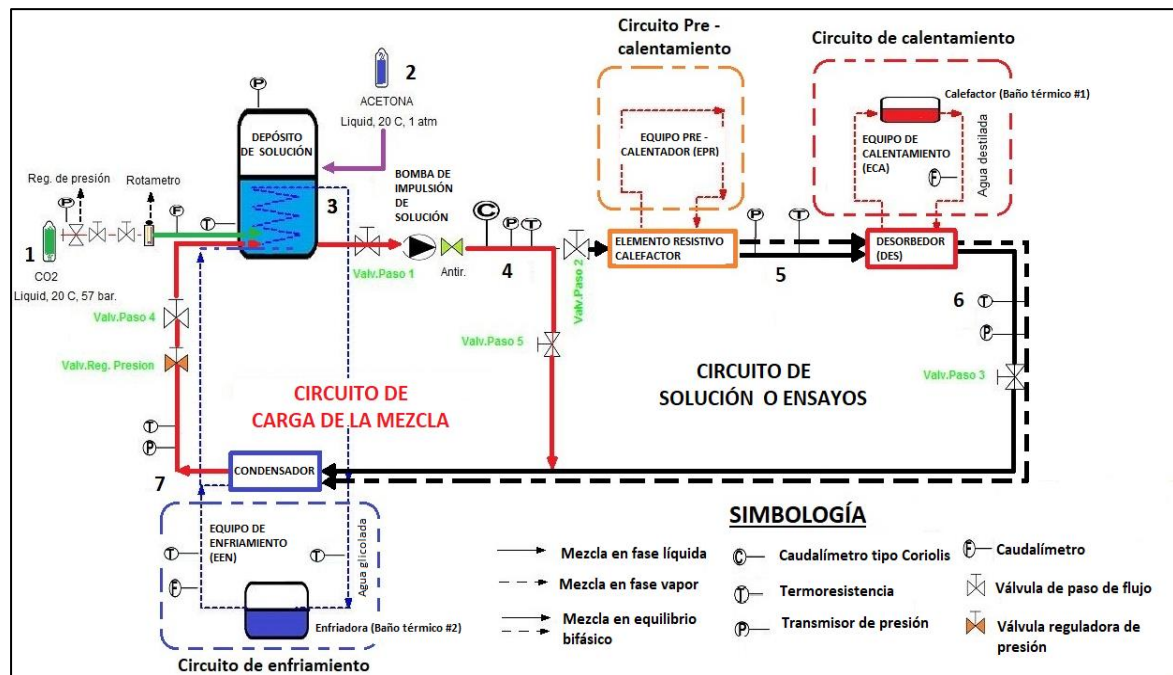


Figura 3.1 Esquema de la instalación experimental diseñada y construida para el estudio del proceso de desorción con CO₂/acetona

3.2.1 Circuito de solución

El circuito de solución cuenta con una bomba de impulsión que permite la circulación de la mezcla desde un depósito donde está disponible con una concentración inicial hacia el pre-calentador (EPR) para posteriormente ingresar al desorbedor (DES) que forma parte también del equipo de calentamiento (ECA). La solución puede ingresar al desorbedor en condiciones de saturación o equilibrio bifásico, dependiendo de las condiciones de operación. En el desorbedor se lleva a cabo un proceso de ebullición forzada inducido por la transferencia de calor desde un fluido térmico hacia la solución. La solución que sale del desorbedor pasa a través de otro intercambiador de placas enfriándose por la absorción de calor de un fluido térmico de enfriamiento, este intercambiador forma parte del equipo de enfriamiento (EEN). El circuito de solución cierra con el retorno de la solución al depósito inicial. Se han colocado termoresistencias y transmisores de presión a la entrada y salida

de cada componente para monitorizar el estado de la solución en cada punto de la instalación experimental. Además, se ha instalado un caudalímetro tipo Coriolis a la salida de la bomba de impulsión de la solución en donde se mide el caudal volumétrico y la densidad de la mezcla antes de ser conducida hacia el pre-calentador y el desorbedor.

El *circuito de carga de la mezcla* está compuesto por: el depósito de solución, la bomba de impulsión para la solución, un caudalímetro tipo Coriolis, un intercambiador de calor que funciona como condensador y una enfriadora (Baño térmico #2).

El *circuito de solución o ensayos* está compuesto por: el depósito de solución, la bomba de impulsión para la solución, un caudalímetro tipo Coriolis, un elemento resistivo calefactor (resistencia eléctrica), un intercambiador de calor de placas que opera como desorbedor, un intercambiador de calor de placas que opera como condensador, un calefactor (Baño térmico #1), una enfriadora (Baño térmico #2) y una válvula reguladora de presión a la salida del condensador para la regulación de la presión de ensayo.

3.2.2 Circuitos de precalentamiento, calentamiento y enfriamiento

El circuito externo de precalentamiento está formado por el elemento resistivo calefactor y su sistema de control de temperatura PDI. El elemento resistivo calefactor se enrolla en la tubería a la entrada del desorbedor para elevar la temperatura de la solución proveniente de la bomba de impulsión. El circuito externo de calentamiento está compuesto por un calefactor de agua (baño térmico#1), un sensor de caudal para la corriente del fluido térmico y termoresistencias a la salida y retorno de este baño para la medición de las temperaturas. El circuito externo de enfriamiento está compuesto por una enfriadora de agua glicolada., un caudalímetro y termoresistencias colocadas a la salida y retorno de la corriente para la medida de las temperaturas.

3.2.3 Descripción del intercambiador de calor de placas utilizado

El intercambiador de calor de placas usado como desorbedor en la instalación experimental está formado por 4 placas termosoldadas con níquel, corresponde a la marca Alfa Laval modelo NB51. Los fluidos circulan en el intercambiador en contracorriente. La Figura 3.2 muestra un esquema de una de las placas del intercambiador y las principales características geométricas y operativas se muestran en la Tabla 3.1.

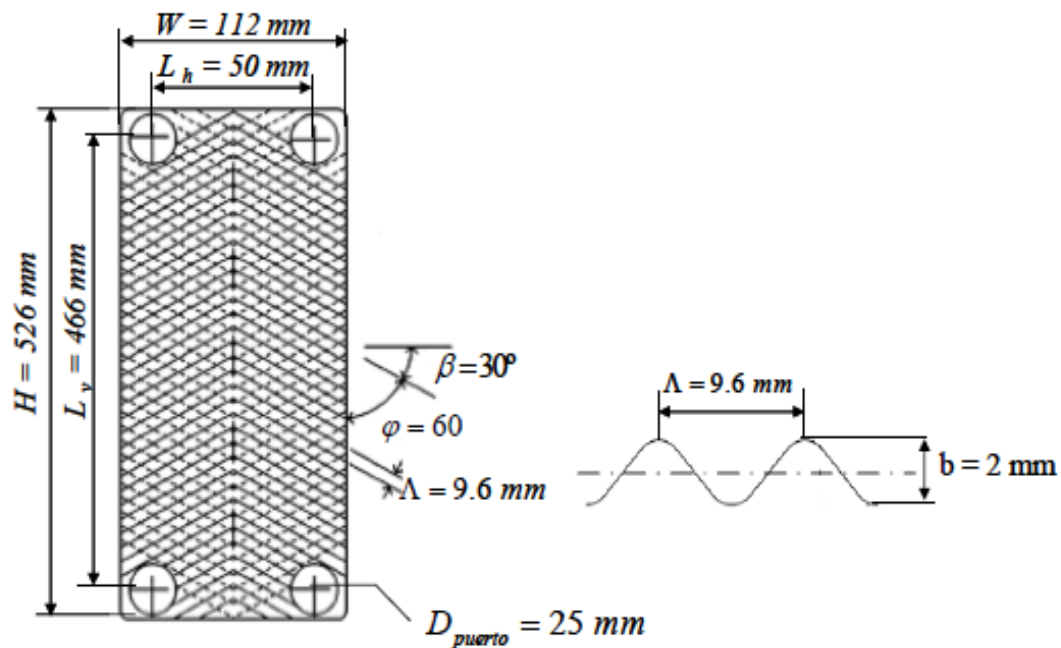


Figura 3.2 Dimensions geomètriques de una placa del intercanviador per al estudi experimental [31].

Tabla 3.1 Característiques del intercanviador de plaques

Descripci3	Valor	Descripci3	Valor
Àrea de la placa, A_{placa}	0.05 (m ²)	Conductivitat tèrmica de la placa, γ_{placa}	16.3 (W/(m K))
Àrea de la superfície de transferència de calor, A_{transf}	0.10 (m ²)	Profunditat de corrugaci3, b	2 (mm)
Àrea de la secci3 transversal de canal, A_{canal}	2 (cm ²)	Espesor de placa, e	0.4 (mm)
Pressi3 màxima de treball. P_{max_inter}	21 (bar)		

3.2.4 Componentes auxiliars e instrumentaci3 de la instalaci3 experimental

En este apartado se detallan las características de los componentes auxiliares e instrumentaci3 de la instalaci3 experimental.

3.2.4.1 Componentes auxiliars

Dep3sito de la soluci3

El dep3sito de la soluci3 est3 construïdo en acero inoxidable y homologado bajo la norma DIN EN 10226-1 y DIN EN 10028-7 para operar con una presi3 m3xima de 30 bar. Este dep3sito tiene un volumen de 26 litros de capacidad. Dispone de conexiones para un

transmisor de presión y una termoresistencia a la salida y retorno del caudal de solución. El depósito incorpora un serpentín interno conectado con la enfriadora de agua (Baño térmico #2) para enfriar la solución contenida en el depósito antes de ser impulsada por la bomba hacia el desorbedor. En el **Anexo 1** se muestra un esquema del depósito de solución dispuesto en la instalación experimental.

Bomba de impulsión de solución

La bomba de impulsión de la solución es una bomba con mecanismo interno de engranajes rectos. Esta bomba fue concebida específicamente para el bombeo de la mezcla CO₂/acetona en fase líquida. El material con el cual está construida es acero inoxidable resistente al efecto desgastante de la acetona. Las principales características técnicas de la bomba de impulsión de solución se muestran en la Tabla 3.2.

Resistencia eléctrica

El elemento resistivo calefactor colocado en la instalación experimental cede calor a la solución en la entrada del desorbedor. La transferencia de calor se realiza por convección, lo que genera pérdidas de calor hacia el ambiente. La temperatura del elemento resistivo calefactor es regulada por un controlador tipo PDI. Las características más importantes de este sistema se muestran en la Tabla 3.2.

Baño térmico de calentamiento

El equipo de calentamiento (ECA) opera con agua destilada como fluido térmico. Este fluido térmico caliente permite la ebullición forzada en la solución que circula por el canal central del intercambiador usado como desorbedor. El calefactor (Baño térmico #1) dispone a la salida y retorno de la corriente del fluido térmico de un caudalímetro y termoresistencias.

Baño térmico de enfriamiento

El equipo de enfriamiento (EEN) utiliza agua glicolada al 35% de concentración como fluido térmico, que circula hacia el intercambiador que opera como condensador y el serpentín interno dispuesto en el depósito de la solución. Se ha colocado un caudalímetro y termoresistencias a la salida y retorno de esta corriente de agua fría glicolada. Las principales características de estos baños térmicos se muestran en la Tabla 3.2

Tabla 3.2 Características técnicas de los componentes colocados en la instalaci3 experimental

Bomba de impulsión de soluci3		
Especificaci3	Descripci3	Unidad
Marca / modelo	Tuthill / DGS.57	-
Rango de temperatura	-10 a 50	°C
Presi3 m3xima de trabajo	24	bar
Presi3 m3xima de entrada	12	bar
Rango de caudal	5 - 30	l/h
Resistencia el3ctrica (Elemento resistivo calefactor)		
Marca / modelo	Acim Jouanin / RCF 630	-
M3xima temperatura de operaci3	650	°C
Potencia nominal	630	W
Baño t3rmico de calentamiento		
Especificaci3	Descripci3	Unidad
Marca / modelo	Huber / CC-308	-
Rango de temperatura	28 a 300	°C
Potencia de calentamiento	3	kW
Caudal m3ximo	25	l/m
Presi3 de trabajo	0.7	bar
Fluido de trabajo	Agua destilada	-
Baño t3rmico de enfriamiento		
Especificaci3	Descripci3	Unidad
Marca / modelo	Huber / Unichiller 020 Tw	-
Rango de temperatura	-20 a 40	°C
Fluido de trabajo	R 507	-
Caudal m3ximo	22	l/m
M3xima presi3 de trabajo	3	bar
Potencia de enfriamiento		
Temperatura min.: -15 °C, 0°C, 10°C, 20°C	2, 2, 1.5, 0.8	kW

3.2.4.2 Instrumentaci3

Caudalímetro tipo Coriolis

Se ha colocado un caudalímetro tipo Coriolis en la instalaci3 experimental a la salida de la bomba de impulsión para la medici3 del caudal volum3trico de la soluci3 y de la densidad para la determinaci3 de la concentraci3 de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. Las principales característcas del caudalímetro tipo Coriolis dispuesto en la instalaci3 experimental se muestran en la Tabla 3.3.

Termoresistencias

Las termoresistencias colocadas en la instalación experimental son del tipo PT100 de 4 hilos. Las termoresistencias han sido calibradas previamente usando el calefactor (Baño térmico #1) y un valor referencial de la resistencia de cada termoresistencia. Esta calibración se realizó en un rango de temperaturas entre 20°C a 80°C. Las principales características técnicas y operativas de las termoresistencias usadas en la instalación experimental se muestran en la Tabla 3.3.

Transmisores de presión

Los transmisores de presión montados en la instalación experimental son de material cerámico y tienen una presión máxima operativa de 40 bar. Los sensores de presión han sido calibrados en laboratorio en un rango entre 2–20 bar mediante un sistema de pistón hidráulico de tornillo. Otras características técnicas importantes de los transmisores de presión usados en la instalación experimental se muestran en la Tabla 3.3.

Sistema de adquisición de datos

Este equipo se caracteriza por admitir señales de voltaje, amperaje, corriente continua, corriente alterna, frecuencia y período de distintos dispositivos. Una vez que recibe estas señales las convierte en datos de temperatura, presión, densidad y caudal másico por medio de parámetros de calibración. Para guardar los datos registrados se utiliza el software del fabricante. La interfaz gráfica del equipo permite la calibración de señales lineales e intervalos de medición. Las principales características técnicas del sistema de adquisición de datos se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características técnicas de la instrumentación utilizada en la instalación experimental

Caudalímetro tipo Coriolis		
Especificación	Descripción	Unidad
Marca / modelo / tipo	Emerson / CMF025 / Tubo vibrante	-
Caudal másico	Mínimo: 0.005 Máximo: 0.020	kg/s
Presión máxima	30	bar
Temperatura de operación	Mínima: -20 Máxima: 60	°C
Densidad	Máxima: 1.2	kg/l
Viscosidad	Máxima: 0.700	cP
Precisión en la medida del caudal	± 0.10	%
Precisión en la medida de la densidad	± 0.00050	kg/l
Termoresistencias		
Especificación	Descripción	Unidad
Tipo / No. Contactos	Pt 100 / 4 hilos	-
Temperatura máxima	250	°C
Precisión	± 0.10	°C
Transmisores de presión		
Especificación	Descripción	Unidad
Marca / tipo	Baumer / Transmisor cerámico	-
Rango operativo de presión	0 - 40	bar
Precisión	± 0.10	bar
Caudalímetro para fluido térmico de calentamiento (Baño térmico #1)		
Especificación	Descripción	Unidad
Marca / modelo / tipo	Tecfluid / 070450 / Tubo magnético	-
Precisión	± 0.10	%
Tolerancia	0.5	l/h
Caudalímetro para fluido térmico de enfriamiento (Baño térmico #2)		
Especificación	Descripción	Unidad
Marca / tipo	Rosemount / Tubo magnético	-
Presión máxima	1.96	Mpa
Temperatura máxima	100	°C
Tolerancia	0.5	l/h
Sistema de adquisición de datos		
Especificación	Descripción	Unidad
Marca / modelo / conexión	Keysight / 34970 ^a / PC- RS232	-
Número de tarjetas /canales por tarjeta	2/40	Unidades

3.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓN

Las condiciones para el estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas y sus intervalos de operación fueron definidos a partir de dos criterios fundamentales que se detallan a continuación:

3.3.1 Intervalos de operación de temperatura, presión y concentración de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, determinados a partir del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción.

El análisis termodinámico, presentado en el capítulo 2, del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona, fue estructurado en un conjunto de casos definidos por la variación de cada variable independiente del ciclo. Se separó cada conjunto de casos por la variable: temperatura de la solución a la salida del desorbedor, esta fue variada entre 30 y 70°C, con intervalos de 20°C. La presión alta máxima del ciclo de bomba de calor fue fijada en 50 bar, considerando una presión manejable para los componentes disponibles en el mercado actual. Con respecto al mínimo valor de presión alta del ciclo se obtuvo de la simulación del ciclo un valor de 30 bar, una presión alta inferior a este valor hace que el ciclo no opere como bomba de calor. Se analizó el intervalo de 0 a 1 en composición molar de CO₂ para la mezcla CO₂/acetona para su funcionamiento en el ciclo y se obtuvo un intervalo operativo entre 0.20 y 0.50. Se propuso un salto térmico (ΔT) mínimo entre fuente de calor y sumidero de 20°C para el modelo del ciclo de bomba de calor considerando su aplicación en el campo industrial. La Tabla 3.4 resume estas variables y sus intervalos de operación.

Tabla 3.4 Variables y rangos operativos del modelo del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción

Variable	Intervalo	Unidad
Concentración molar de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona	0.20 – 0.50	[-]
Presión alta del ciclo	30 - 50	bar
Temperatura de la solución a la salida del desorbedor	30 - 70	°C
Temperatura de la solución a la salida del resorbedor	50 - 100	°C

3.3.2 Características geométricas y limitantes operativas del intercambiador

El intercambiador de calor de placas usado como desorbedor en la instalación experimental posee características geométricas y operativas que definen las condiciones del estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona. Las restricciones operacionales del intercambiador están definidas por dos aspectos: el intervalo del caudal volumétrico de la solución admisible en el canal central del intercambiador y la presión máxima de operación del intercambiador: 21 bar.

Para la determinación del intervalo del caudal másico de la mezcla CO₂/acetona admisible en el canal central del intercambiador de calor de placas, se desarrolló el procedimiento que se describe a continuación.

Táboas [31] realizó el estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla NH₃/H₂O en un intervalo de temperaturas de 20 a 90°C y 7 a 15 bar de presión en el mismo intercambiador de calor de placas para equipos de refrigeración por absorción. De este trabajo se tomaron datos del área de la sección transversal del canal de la solución y los caudales volumétricos máximo y mínimo. Estos caudales volumétricos fueron obtenidos a partir de ensayos de transferencia de calor con agua en ambos lados del intercambiador entre 20°C y 80°C. En la experimentación realizada con agua en los dos lados del intercambiador, se observó una transición para números de Reynolds inferiores a 1000 y se escogió un flujo de solución mínimo de 50 kg/m².s. Se escogió una temperatura máxima de 140°C en los circuitos de la instalación para generar títulos de vapor de hasta un 40%, que se consideraron adecuados a las condiciones típicas de un generador de una máquina de absorción de NH₃/H₂O para minimizar las pérdidas de carga. Los valores del caudal volumétrico máximo y mínimo para este intercambiador se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Caudal volumétrico máximo y mínimo del canal central del intercambiador

Descripción	Valor
Caudal volumétrico máximo	0.034 l/s
Caudal volumétrico mínimo	0.010 l/s

El flujo másico máximo y mínimo de solución de CO₂/acetona a circular por el canal central del intercambiador es calculado multiplicando los valores correspondientes del flujo volumétrico por la densidad de la mezcla. La densidad de la mezcla (ρ_{mezcla}) es calculada a través del modelo termodinámico de ciclo de bomba de calor por compresión/resorción.

El valor de los caudales máxímo y míńimo de la soluci3n CO₂/acetona permisible a circular en el canal central del intercambiador de calor de placas se calcularon y se muestran en las ecuaciones (3.1a) y (3.1b), respectivamente.

$$\dot{m}_{max_s} = \dot{v}_{max.s} * \rho_{mezcla} \quad (3.1a)$$

$$\dot{m}_{min_s} = \dot{v}_{min.s} * \rho_{mezcla} \quad (3.1b)$$

donde: \dot{m}_s es el caudal máxico de soluci3n (máximo y míńimo) en kg/s, \dot{v}_s es el caudal volumétrico de soluci3n (máximo y míńimo) en l/s y ρ_{mezcla} es la densidad de la mezcla bifásica en kg/l.

El volumen de la mezcla (v_m) es el inverso de la densidad calculada de la mezcla, este volumen molar expresado en funci3n del título de vapor medio es mostrado en la ecuaci3n (3.2).

$$v_m = \frac{(1-q)}{\rho_l} + \frac{q}{\rho_v} \quad (3.2)$$

Donde: v_m es el volumen de la mezcla, en m³/kg, q es el título de vapor medio en la mezcla, ρ_l es la densidad de la mezcla en fase líquida en kg/m³, ρ_v es la densidad de la mezcla en fase líquida en kg/m³

El diseño de la instalaci3n experimental est3 basado en la combinaci3n de las condiciones de operaci3n obtenidas a partir del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresi3n/resorci3n y las restricciones operativas del intercambiador de calor de placas. Las características determinadas para la operaci3n de la instalaci3n experimental son:

- El caudal míńimo y máxico de soluci3n para el canal central del intercambiador de la mezcla CO₂/acetona es 1.2x10⁻³ y 10x10⁻³ kg/s, respectivamente.
- Intervalo de concentraci3n en fracci3n máxica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona para el estudio del proceso de desorci3n: 20 a 30%.
- Máxima presi3n de operaci3n del equipo experimental: 21 bar.
- Temperatura máxima de la soluci3n a la salida del desorbedor: 60°C.
- Título de vapor medio esperado en el desorbedor entre 5 y 20%.

Los datos y resultados de este procedimiento se presentan en el **Anexo 2** de esta tesis.

Variables independientes e intervalos de operación

Como resultado de los criterios adoptados para el diseño de la instalación experimental y criterios de regulación de parámetros de control en los ensayos experimentales, se definen como variables independientes y sus intervalos de operación a las mostradas en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Variables y condiciones de operación para la instalación experimental

No.	Variable de operación	Simbología	Intervalo de operación	Unidad
1	Fracción másica de CO ₂ añadida a masa de absorbente (Acetona)	X_{CO_2}	20 a 30	%
2	Presión de realización del ensayo	P_{ensayo}	10 a 18	bar
3	Temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor	T_{fuente}	40 a 60	°C
4	Diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML)	$DTML$	5 a 20	°C
5	Caudal másico de la solución	\dot{m}_s	0.005	kg/s

Una fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona de 20 a 30% regula la presión de ensayo del desorbedor a una máxima de 20 bar. El intervalo de presión de ensayo para la realización de experimentos se reduce a 10-18 bar con incrementos de 2 bar, considerando tener resultados comparativos para el intervalo de concentraciones de CO₂ disuelto en acetona (20 a 30%). Asimismo, el intervalo de fracción másica de CO₂ disuelto en acetona se separará con incrementos de 2.5% aproximadamente para la realización de los ensayos experimentales.

La Figura 3.3 presenta el proceso seguido para la determinación de las condiciones de operación en la instalación experimental para el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona a partir de los criterios explicados anteriormente.

Capítulo 3. Condiciones de operación y metodología del estudio del proceso de desorción

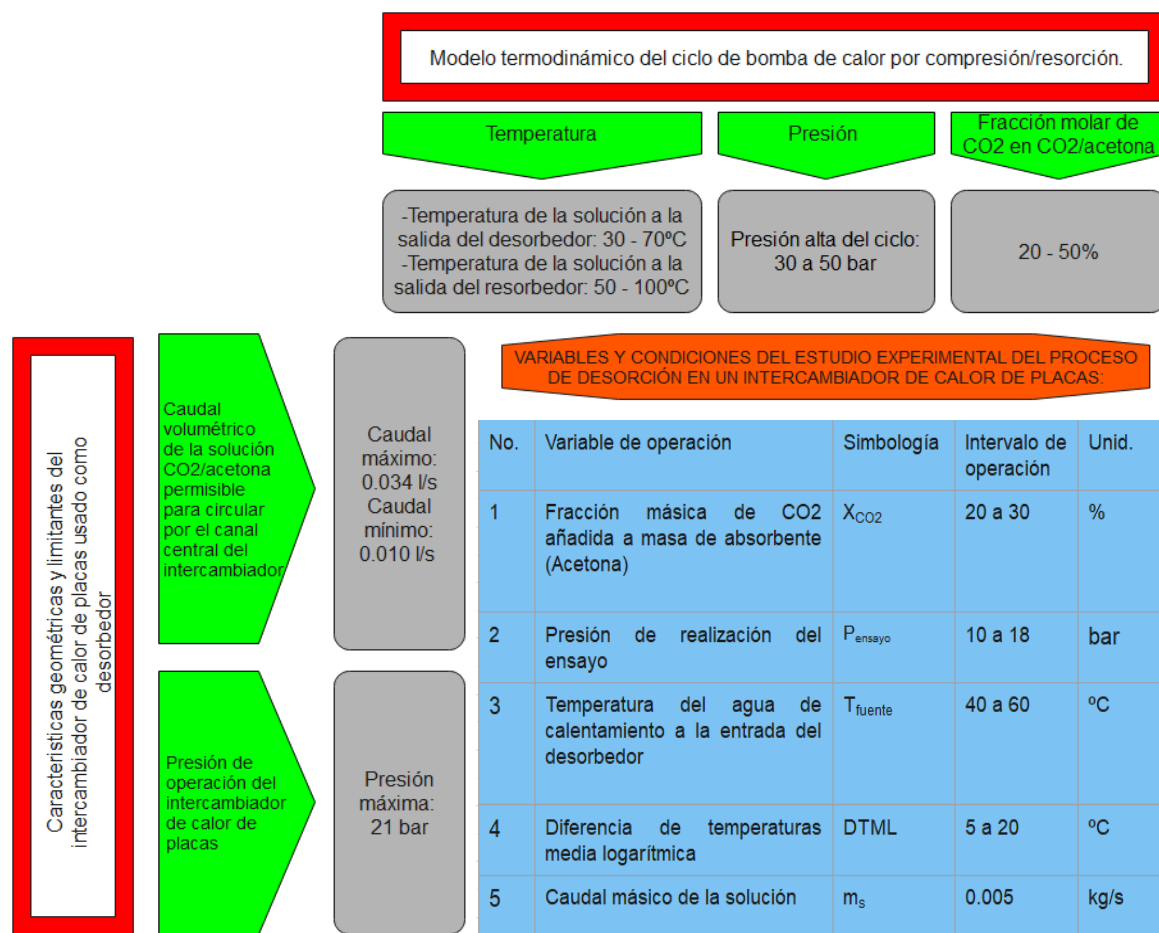


Figura 3.3 Procedimiento para la determinación de las condiciones de operación en la instalación experimental para el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona.

3.4 CARGA INICIAL Y PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL Y PROCEDIMIENTO DE REALIZACIÓN DE ENSAYOS

3.4.1 Carga inicial y puesta a punto de la instalación experimental

Los compuestos puros de la mezcla CO₂/acetona se encuentran en fase líquida o vapor, esto depende de su disponibilidad comercial. El CO₂ comúnmente se encuentra disponible en bombona comercial a 57 bar de presión y temperatura ambiente promedio de 20°C. La acetona es líquida a temperatura media de 20°C, puede ser adquirida en distintos volúmenes. La carga de compuestos en el depósito de solución debe ser controlada, especialmente el gas de CO₂. El control de la cantidad ingresada de cada compuesto puro se realiza por diferencia de pesos de sus respectivos envases. Se ha depositado un volumen inicial de acetona en la instalación experimental y se añade progresivamente dióxido de carbono hasta llegar a la concentración de CO₂ deseada para el ensayo. Una vez que se han cargado ambos compuestos de la mezcla, esta última llega a su presión de equilibrio y

temperatura en el depósito de solución. Para lograr la absorción del CO₂ por la acetona la solución debe ser enfriada. La bomba de impulsión hace circular la solución por el circuito de carga de mezcla. La solución circula a través del circuito de *carga de la mezcla* enfriándose y combinándose.

Para la puesta a punto de la instalación experimental se toman y verifican medidas en cada termoresistencia, transmisor de presión, y caudalímetro para la solución y corrientes externas de calentamiento y enfriamiento. Para la realización de la prueba de estanqueidad al equipo, se carga aire comprimido en la instalación hasta una presión de 5 bar. Se ha reducido las fugas en el equipo hasta un máximo de 0.1 bar por día de prueba.

3.4.2 Procedimiento para la realización de ensayos experimentales

Antes de la realización de ensayos experimentales se llevó a cabo el balance de energía en la instalación experimental. Este balance se hizo con una carga inicial de solución en el depósito y condiciones de operación dentro de los intervalos antes descritos. La finalidad del balance de energía fue la comprobación del cierre del balance energético (energía aportada – energía obtenida) en cada componente y en la instalación experimental. Se llegó a un cierre energético de 8.60 ± 1.41 Wh, lo que se consideró un valor aceptable para la realización de los ensayos experimentales.

Antes de hacer circular la solución por el circuito de solución en las condiciones de operación previamente definidas, se comprueba la hermeticidad del equipo experimental en todos los puntos de control a través de los datos obtenidos en termoresistencias y transmisores de presión. A través del termoresistor y transmisor de presión ubicados en el depósito se comprueba el estado de la solución utilizando el modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor. Si la hermeticidad de todos los circuitos (solución y externos) es asegurada, debe verificarse que las válvulas de paso y regulación de presión se encuentren totalmente abiertas (libre flujo). Se enciende el equipo de precalentamiento (EPR), calentamiento (ECA) y enfriamiento (EEN) con las condiciones fijadas para el ensayo. Se verifica el caudal másico de las corrientes en los fluidos térmicos y sus temperaturas. La bomba de impulsión de solución es encendida, esto se puede comprobar a través de los datos de caudal volumétrico y densidad visualizados en el equipo agilent. El caudal de solución es regulado por un variador de frecuencia instalado al motor de la bomba de impulsión. Con los datos de densidad y temperatura de la solución circulando por el

Capítulo 3. Condiciones de operación y metodología del estudio del proceso de desorción

caudalímetro tipo Coriolis se determina la concentración real de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. La presión del circuito de solución debe ser contralada al valor fijado para la realización del ensayo, esto se hace por medio de la válvula de regulación colocada en la línea retorno de la solución al depósito. Se requiere un tiempo aproximado de 30 minutos para la estabilización del ensayo en condiciones estacionarias. Se verifican las condiciones estacionarias y se procede al registro de datos experimentales por un tiempo mínimo de 30 minutos. Para la toma de datos en la instalación experimental se ha elegido un intervalo de medición de un minuto. La figura 3.4 muestra la secuencia lógica en la realización de un ensayo experimental.

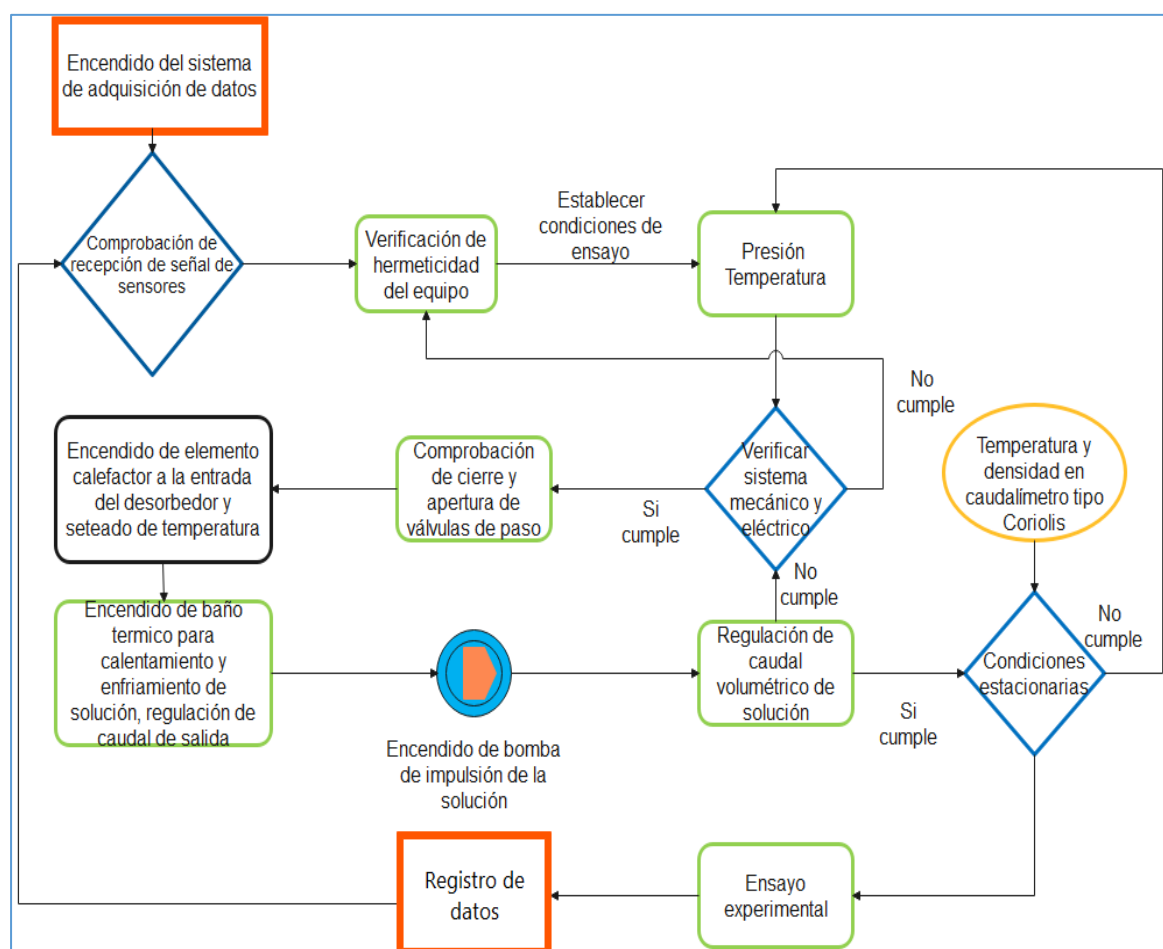


Figura 3.4 Secuencia para la realización de un ensayo

Para la realización de los ensayos experimentales se toma en consideración dos etapas:

- i) Etapa de estabilización de las condiciones del ensayo y
- ii) Medición y almacenamiento de datos obtenidos en régimen estacionario.

Los criterios considerados para régimen estacionario son los siguientes:

- La densidad de la solución medida en el caudalímetro tipo Coriolis se considera constante cuando el valor medido no supera un valor de fluctuación $\pm 0.5 \text{ kg/m}^3$ en la medida durante un periodo de tiempo mínimo de 30 minutos.
- La temperatura de la solución medida en el sensor de temperatura correspondiente se considera estable. Para esto, se asumió el valor de precisión del sensor de $\pm 0.10^\circ\text{C}$ como tolerancia máxima.

Los experimentos realizados fueron agrupados en varias series de ensayos. Se consideró una serie de ensayos cuando la instalación experimental fue cargada con una cantidad definida de CO₂ y fue absorbida por acetona en el depósito de solución. A partir de la carga realizada, se definió un conjunto de ensayos determinados por la variación de las condiciones de operación en la instalación experimental. Los parámetros variados para definir un conjunto de ensayos fueron: temperatura de la solución a la entrada del desorbedor, temperatura de entrada del agua de calentamiento, caudal másico de solución y presión de ensayo.

3.5 REDUCCIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

La instalación experimental fue diseñada para realizar la caracterización del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en el canal central de un intercambiador de calor de placas. La caracterización del proceso de desorción se realizó mediante el estudio de los parámetros:

- Coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s)
- Flujo de calor en el desorbedor (q'')
- Flujo másico de desorción (\dot{m}_{des})
- Título de vapor medio en el desorbedor (q_{medio})

A continuación, se presenta el método de cálculo de los distintos parámetros para el estudio del proceso de desorción. La carga térmica del desorbedor es determinada por el balance de energía en el lado solución tal como se muestra en la ecuación (3.3).

$$Q_{des} = \dot{m}_s * (h_{sal_s} - h_{ing_s}) \quad (3.3)$$

Donde: \dot{m}_s es el flujo másico de solución en kg/s, h_{ing_s} es la entalpia de solución calculada a la entrada del desorbedor en kJ/kg y h_{sal_s} es la entalpia de solución calculada a la entrada del desorbedor en kJ/kg

El coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_G) se determina a partir de la carga térmica del desorbedor, la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) y el área de la superficie de transferencia de calor (A_{transf}), ecuación (3.4). El valor de esta área se puede ver en la Tabla 3.1.

$$U_G = \frac{Q_{des}}{(A_{transf} * DTML)} \quad (3.4)$$

La mezcla puede ingresar en el intercambiador como subenfriada, saturada o equilibrio bifásico. En el caso que la mezcla ingrese al intercambiador en subenfriamiento la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) se encuentra definida en dos partes: una primera desde el subenfriamiento hasta la saturación de la solución y la segunda parte desde el punto de saturación hasta la ebullición. Estas relaciones se muestran en la ecuación (3.5) y (3.6), respectivamente.

$$DTML_{sens} = \frac{(T_{int_a} - T_{sat_s}) - (T_{sal_a} - T_{sub_s})}{LN\left(\frac{T_{int_a} - T_{sat_s}}{T_{sal_a} - T_{sub_s}}\right)} \quad (3.5)$$

$$DTML_{des} = \frac{(T_{ing_a} - T_{sal_s}) - (T_{int_a} - T_{sat_s})}{LN\left(\frac{T_{ing_a} - T_{sal_s}}{T_{int_a} - T_{sat_s}}\right)} \quad (3.6)$$

donde: $DTML_{sens}$ es la diferencia de temperaturas media logarítmica desde el subenfriamiento hasta la saturación de la solución, $DTML_{des}$ es la diferencia de temperaturas media logarítmica desde la saturación hasta la ebullición de la solución, T_{int_a} es la temperatura intermedia de agua de calentamiento definida por $T_{int_a} = T_{sal_a} + \left(\frac{Q_{sens}}{\dot{m}_a * Cp_a}\right)$, Q_{sens} es la carga térmica en el intercambiador desde subenfriamiento hasta la saturación, \dot{m}_a es el caudal másico de agua de calentamiento en kg/s, Cp_a es el calor específico de agua de calentamiento, en kJ/kg.K, T_{sat_s} es la temperatura de la solución en fase de saturación en °C, T_{ing_a} es la temperatura de agua de calentamiento a la entrada del intercambiador en °C, T_{sal_a} es la temperatura de agua de calentamiento a la salida del intercambiador en °C, T_{sub_s} es la temperatura de la solución subenfriada a la entrada del intercambiador en °C y T_{sal_s} es la temperatura de la solución a la salida del intercambiador en °C

Con respecto al título de vapor en el intercambiador se considera que si la solución entra en el intercambiador en condiciones de subenfriamiento o saturación el título de vapor es cero. Si la solución ingresa al intercambiador en condiciones de equilibrio bifásico, el título de vapor a la entrada del intercambiador se calcula por medio de la ecuación (3.7).

$$q = \frac{X_{CO_2-G} - X_{CO_2-L}}{Y_{CO_2-v} - X_{CO_2-L}} \quad (3.7)$$

Donde: q es el título de vapor de la mezcla, X_{CO_2-G} es la fracción másica global de CO₂ en la mezcla, X_{CO_2-L} es la fracción másica de CO₂ en la fase líquida de la mezcla, Y_{CO_2-v} es la fracción másica de CO₂ en la fase vapor de la mezcla

Se utiliza la misma definición para el cálculo del título de vapor de la mezcla a la salida del intercambiador de calor. El título de vapor medio en el intercambiador se calcula como la media aritmética entre el título de vapor a la entrada y salida del intercambiador. Como se muestra en la ecuación (3.8).

$$q_{medio} = \frac{q_{ing} + q_{sal}}{2} \quad (3.8)$$

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento (h_a) utilizado en este trabajo fue obtenido por el procedimiento sugerido por Táboas [31]. Este procedimiento consiste en la utilización de la correlación en simple fase de Kumar (1984) [67], para ello se requiere el cálculo del número de Nusselt y la selección de las constantes “ C_1 ” y “ m ” usadas en esta correlación. El cálculo del número de Nusselt se muestra en la ecuación (3.9).

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_{amb}} \right)^{0.17} \quad (3.9)$$

donde: Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl, μ es la viscosidad dinámica del fluido térmico en kg/m.s y μ_{amb} es la viscosidad dinámica del fluido térmico a temperatura ambiente en kg/m.s

Las constantes utilizadas para el número de Nusselt se muestran en la Tabla 3.7. El intercambiador de calor de placas utilizado como desorbedor tiene un ángulo de corrugación $\beta = 30^\circ$.

Tabla 3.7 Constantes para la correlación de Kumar [67]

β	Re	C_1	m
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349
	$10 > Re < 400$	0.348	0.663

Como se observa en la ecuación (3.9) el número de Nusselt es calculado a través del número de Reynolds y Prandlt. El número de Reynolds fue calculado por medio de la ecuación (3.10).

$$Re = \frac{V_{agua} \cdot \rho \cdot D_H}{\mu_{agua}} \quad (3.10)$$

donde: Re es el Número de Reynolds, V_{agua} es la velocidad del agua de calentamiento en m/s, ρ es la densidad del agua de calentamiento en kg/m³, μ_{agua} es la viscosidad dinámica del agua de calentamiento en kg/m.s

Por otro lado, el número Nusselt puede ser calculado a partir del coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento (h_a), como se muestra en la ecuación (3.11).

$$Nu = \frac{h_a \cdot D_H}{\gamma_a} \quad (3.11)$$

donde: γ_a es la conductividad térmica del agua de calentamiento en W/m. K y D_H es el Diámetro hidráulico del desorbedor en m.

En el caso en el que la solución ingrese al intercambiador de calor en subenfriamiento, las propiedades del agua de calentamiento deben ser calculadas en dos intervalos: desde el subenfriamiento hasta la saturación y desde la saturación hasta la ebullición de la solución. Estas temperaturas son calculadas con las ecuaciones (3.12) y (3.13), respectivamente.

$$T_{sub_a} = \frac{T_{int_a} + T_{sal_a}}{2} \quad (3.12)$$

$$T_{des_a} = \frac{T_{int_a} + T_{ing_a}}{2} \quad (3.13)$$

donde: T_{sub_a} es la temperatura media de agua de calentamiento en la etapa entre subenfriamiento y saturación de la solución en °C y T_{des_a} es la temperatura media de agua de calentamiento en la etapa entre saturación y ebullición de la solución en °C

El intervalo de valores calculados para los números de Reynolds y Prandlt en el presente trabajo se muestra en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Intervalo de valores calculados para los números de Reynolds, Prandlt y Nusselt en el agua de calentamiento

Número	Intervalo de valores
Reynolds	60 – 380
Prandlt	2.98 – 5.41
Nusselt	8.10 – 20.50

El coeficiente de transferencia de calor de la soluci3n CO₂/acetona (h_s) es calculado a partir del coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento (h_a), el coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_G) y las características geométricas y material de placa del intercambiador de calor. La ecuaci3n (3.14) muestra esta relaci3n.

$$\frac{1}{h_s} = \frac{1}{U_G} - \frac{1}{h_a} - \frac{e}{\gamma_{transf}} \quad (3.14)$$

donde: U_G es el coeficiente global de transferencia de calor experimental en kW/m².K, h_a es el coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento en kW/m².K, h_s es el coeficiente de transferencia de calor de la soluci3n en kW/m².K, e es el espesor de placa del intercambiador usado como desorbedor en metros y $\gamma_{transfer}$ es la conductividad térmica de la placa en W/m.K

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor de la soluci3n para una sola fase en el caso que la soluci3n ingrese al intercambiador de calor en subenfriamiento se realiza a través del procedimiento propuesto en el trabajo de Yan y Lin [68] en su trabajo “Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe”. La expresi3n para este cálculo es expresada en la ecuaci3n (3.15).

$$h_l = Nu_l * \gamma_l / D_h \quad (3.15)$$

donde: Nu_l es el número de Nusselt en fase líquida, γ_l es la conductividad térmica de la soluci3n en W/m.K y D_h es el diámetro hidráulico en metros.

Ciešliński et al. [69] definen en su trabajo “Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations” el número de Nusselt para el cálculo del coeficiente de transferencia en fase líquida según la correlaci3n expuesta por Muley y Manglik, esta correlaci3n es una modificaci3n de la ecuaci3n de Dittus – Boelter y es expresada en las ecuaciones (3.16) a (3.19).

$$Nu_l = C(\beta)(Re^{0.728+0.0543 \sin[\frac{2\pi\beta}{90}]+3.7})Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.16)$$

$$C(\beta) = 0.2668 - 0.006967\beta + 7.244E - 05\beta^2 \quad (3.17)$$

$$Re = \frac{V_c * D_H * \rho}{\mu} \quad (3.18)$$

$$V_c = \frac{\dot{m}_s}{a * s_{placa} * N_c} \quad (3.19)$$

donde: β es el ángulo de placa del intercambiador, V_c es la velocidad promedio en el canal del intercambiador en m/s, D_H es el diámetro hidráulico del intercambiador en metros, ρ es la densidad de la solución en kg/m³, μ es la viscosidad de la solución en kg/ms, \dot{m}_s es el caudal másico de solución en kg/s, a es el ancho de placa en metros, s_{placa} es la distancia entre placas en metros y N_c es el número de canales de solución

Klein et al. [70] definen a la desorción como la generación parcial de vapor en una solución, donde la concentración de un componente es mayor. A diferencia de la evaporación donde se asume que todos los componentes se vaporizan totalmente. El flujo másico de desorción se define en función del título de vapor a la entrada y salida del intercambiador como se muestra en la ecuación (3.20). El valor del flujo de desorción se encuentra condicionado por el título de vapor en la entrada del intercambiador de calor, tomando en cuenta que si la solución ingresa subenfriada o saturada este es cero.

$$\dot{m}_{des} = \frac{(q_{sal} - q_{ing}) \cdot \dot{m}_s}{A_{placa}} \quad (3.20)$$

Donde: \dot{m}_{des} es el flujo másico de desorción en kg/s.m², q_{sal} es el título de vapor de la mezcla a la salida del desorbedor, q_{ing} es el título de vapor de la mezcla a la entrada del desorbedor, \dot{m}_s es el caudal másico de solución en kg/s y A_{placa} es el area de placa en el intercambiador de calor, m²

El flujo de calor en el desorbedor es calculado a través de la ecuación (3.21).

$$q'' = \frac{h_{sal,s} - h_{ing,s}}{A_{placa}} \quad (3.21)$$

donde: q'' es el flujo de calor en el desorbedor en kW/m², $h_{sal,s}$ es la entalpía específica de la mezcla a la salida del desorbedor en kJ/kg, $h_{ing,s}$ es la entalpía específica de la mezcla a la entrada del desorbedor, kJ/kg

3.6 CONCLUSIONES

Se ha diseñado y construido una instalación experimental para realizar el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas que opera como desorbedor. El proceso de desorción de la solución tiene lugar en el canal central del intercambiador de calor de placas.

La instalación experimental está conformada por dos circuitos principales: circuito de carga de la mezcla y circuito de solución o ensayos. Está equipada con la instrumentación necesaria para la determinación del estado de la solución en distintos puntos de la instalación y un sistema de adquisición y registro de datos. Las pruebas de estanqueidad de aire comprimido mostraron una pérdida mínima de presión en el tiempo (0.1 bar por día de prueba).

Se ha determinado las condiciones de operación del estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas a partir del modelo termodinámico de bomba de calor de compresión/resorción y las características geométricas y operativas del intercambiador usado como desorbedor. Se definió el intervalo del caudal de solución admisible en el canal central del intercambiador de calor a partir de valores límites en caudales volumétricos y densidad de la mezcla CO₂/acetona en su fase líquida y vapor.

El correcto cierre del balance energético de la instalación experimental confirmó el correcto funcionamiento del procedimiento de los ensayos experimentales. Se define la realización de un ensayo experimental en un tiempo de 60 minutos, conformado cada ensayo por dos etapas: estabilización de condiciones de ensayo y registro de datos en condiciones estacionarias. Los ensayos fueron clasificados por serie y conjunto de pruebas, definidos a partir de la concentración cargada en el equipo experimental.

Los parámetros estudiados para caracterizar el proceso de desorción de la solución CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas son: coeficiente de transferencia de calor de la solución, flujo de calor en el desorbedor, flujo másico de desorción y título de vapor medio en el desorbedor. La metodología de reducción de datos experimentales presentada permite obtener parámetros de eficiencia del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en transferencia de calor y masa.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE DESORCIÓN DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en la instalación experimental diseñada y construida para caracterizar el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Los parámetros estudiados para caracterizar la transferencia de calor y masa en el intercambiador son: coeficiente de transferencia de calor de la mezcla (h_s), flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}), título de vapor medio en el desorbedor (q_{medio}), y flujo de calor en el intercambiador (q'').

Los ensayos experimentales fueron realizados en un intervalo de la presión de operación (P_{ensayo}) entre 10 y 18 bar, a una fracción másica de CO₂ (X_{CO_2}) disuelto en acetona entre 22 y 31%, temperatura de entrada en el agua de calentamiento (T_{fuente}) de 40 a 60°C, una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 20°C y un flujo másico de solución medio de 0.005 kg/s.

Se ha realizado el estudio paramétrico de cada variable, al mantenerla constante y cambiando el valor de las demás. Se ha determinado las condiciones en las cuales cada parámetro alcanza su valor más alto y su intervalo de operación. Asimismo, se comparan los resultados obtenidos en el presente trabajo con resultados de otros trabajos de investigación realizados con el mismo intercambiador de calor de placas y distintas mezclas de trabajo. Se ha comparado del orden de magnitud del coeficiente de transferencia de calor para la condensación de CO₂ y NH₃ con la desorción de sus mezclas en acetona y agua, respectivamente. Además, se ha realizado una revisión bibliográfica y una comparación de propiedades de transporte de mezclas de amoníaco con la mezcla CO₂/acetona, las cuales son definidas a un caso típico a modo de ejemplo. Los datos experimentales fueron utilizados para desarrollar una correlación empírica para la predicción del coeficiente de transferencia de calor (h_s) del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona.

En la parte final del capítulo se presenta el diseño térmico de un desorbedor usando un intercambiador de calor de placas para una bomba de calor de compresión/resorción de 10 kW de potencia nominal. Las condiciones de operación del desorbedor fueron determinadas a partir de la simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción y las características geométricas del intercambiador de calor de placas usado como desorbedor en este trabajo.

4.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES

A continuación, se presentan los valores obtenidos en los parámetros de caracterización del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas. Estos parámetros fueron calculados a través de la metodología de reducción de datos experimentales desarrollada en el capítulo 3. Los valores de presión, temperatura, densidad y caudal másico de solución y agua de calentamiento fueron medidos en cada ensayo experimental y constituyen la base de estos cálculos. Los resultados obtenidos experimentalmente han sido recopilados en una base de datos que se presentan en el **Anexo 3** de esta Tesis Doctoral.

4.2.1 Coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona

Se ha realizado el estudio del coeficiente de transferencia de calor de la solución de la mezcla (h_s) en las condiciones de operación establecidas para la realización de los ensayos experimentales. Las figuras 4.1 a 4.3 muestran los valores de h_s en función de la presión de ensayo (P_{ensayo}) y la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{fuente}), a fracciones másicas de CO₂ (X_{CO_2}) disuelto en acetona de a)22, b)25, c)28 y d)31%. La figura 4.1 muestra los resultados para una DTML entre 5 y 12°C, la figura 4.2 para una DTML entre 12 y 15°C y la figura 4.3 para una DTML entre 15 y 20°C.

A una fracción másica de CO₂ igual a 22% en acetona (figura 4.1a) se ha determinado el coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s) para la temperatura en la fuente de calor entre 40 y 60°C, en un rango de presión de ensayo entre 10 y 18 bar. Se puede observar que los valores altos calculados de h_s son obtenidos con una temperatura a la entrada del agua caliente de 40°C, estos valores son del orden de 0.50 kW/m²K. El valor más alto calculado de h_s corresponde a la presión de ensayo de 12 bar, los valores van decreciendo para presiones superiores. El coeficiente de transferencia de calor h_s decrece al aumentar la temperatura de entrada del agua caliente. El valor mínimo de h_s calculado para este caso es 0.18 kW/m²K.

La figura 4.1b muestra los resultados obtenidos de h_s para una fracción másica de CO₂ de 25% disuelto en acetona con una DTML entre 5 y 12°C. En este caso se ha obtenido valores de h_s para una temperatura en la fuente de calor en un rango comprendido entre 40 y 60°C. Los valores de h_s con $T_{fuente} = 40^\circ\text{C}$ son los más altos, siendo el valor máximo de 0.52

kW/m²K, obtenido a una presión de ensayo de 14 bar. Si T_{fuente} aumenta desde un valor de 40°C hasta 60°C, los valores de h_s decrecen de 0.52 hasta un mínimo de 0.18 kW/m²K.

A una fracción másica de CO₂ igual a 28% en acetona (figura 4.1c) se ha determinado el coeficiente de transferencia de calor h_s para una temperatura en la fuente de calor entre 40 y 60°C. La presión de operación en los ensayos experimentales fue variada entre 14 y 18 bar, siendo 0.42 kW/m²K el valor de h_s más alto a 16 bar. La tendencia de decrecimiento en los valores de h_s cuando la temperatura en la fuente de calor aumenta su valor de 40 a 60°C: 0.38 a 0.22 kW/m²K, 0.42 a 0.15 kW/m²K y 0.34 a 0.12 kW/m²K para una presión de 14, 16 y 18 bar, respectivamente.

Los resultados de h_s para $X_{CO_2} = 31\%$ en la mezcla CO₂/acetona y una DTML entre 5 y 12°C se presentan en la figura 4.1d. Al igual que para la composición $X_{CO_2} = 28\%$, estos son obtenidos a partir de una variación de presión de ensayo entre 14 y 18 bar. Se observa una tendencia de reducción de valores calculados de h_s cuando la temperatura en la fuente de calor aumenta de 40 a 60°C hasta un valor mínimo de 0.10 kW/m²K. El valor más alto obtenido de h_s para una fracción másica de CO₂ igual a 31% en acetona es 0.42 kW/m²K a una presión de ensayo de 18 bar y una temperatura en la fuente de calor de 40°C.

Se observa que, si la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona es 22%, el valor más alto determinado del coeficiente de transferencia de calor con una DTML entre 5 y 12°C se obtiene a una presión de ensayo de 12 bar, cuando X_{CO_2} aumenta a 25%, el valor de h_s más alto se da a una presión de 14 bar. Esta tendencia se cumple hasta la concentración másica de 31% y presión de 18 bar.

Capítol 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

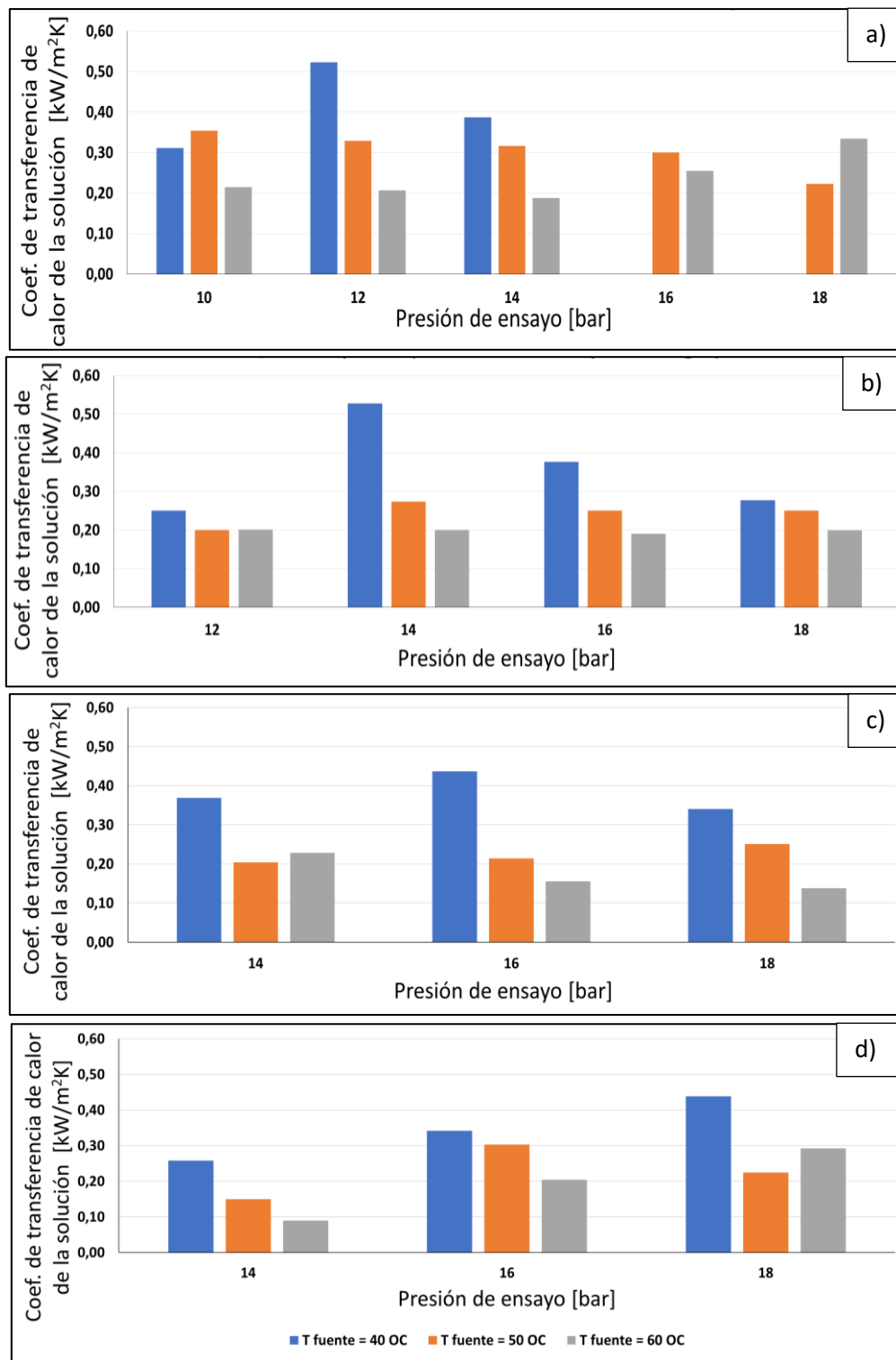


Figura 4.1 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una DTML entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, y d) 31%

En la figura 4.1 se muestra que el coeficiente de transferencia de calor h_s fue determinado a una temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor comprendida entre 40 y 60°C. Si la temperatura del agua de calentamiento aumenta desde 40 a 60°C, se observa una tendencia de decrecimiento en los valores de h_s para una presión de ensayo comprendida entre 10 y 16 bar, para una presión de 18 bar esta tendencia cambia para una fracción másica de 22 y 31%. Se ha determinado que en estos casos la solución ingresa al desorbedor en estado de subenfriamiento. En la figura 4.1 si la DTML se encuentra entre 5 y 12°C, se muestra la tendencia general que el coeficiente de transferencia de calor h_s alcanza un valor máximo definido por la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona a una presión de ensayo, para después reducir su valor a presiones superiores.

La figura 4.2 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor en función de la presión de ensayo y de la temperatura de entrada al desorbedor del agua de calentamiento (T_{fuente}), cuando la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) se encuentra entre 12 y 15°C.

La figura 4.2a presenta los valores de h_s a una fracción másica de CO₂ en acetona de 22%, y una temperatura del agua de calentamiento entre 50 y 60°C. Los valores en h_s se encuentran en un rango entre 0.22 y 0.42 kW/m². K. Se observa una disminución en los valores de h_s cuando la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) aumenta de 50 a 60°C, esto se cumple para una presión de ensayo entre 10 y 16 bar. A una presión de 18 bar hay un aumento de 0.22 a 0.35 kW/m²K, se ha determinado que, a este valor de presión y una temperatura de 50 y 60°C en la fuente de calor, la solución ingresa en estado de subenfriamiento, el título de vapor medio en el desorbedor (q_{medio}) determinado para estos dos casos es 0.013 y 0.016, respectivamente.

Los resultados de h_s para una fracción másica de 25% se presentan en la figura 4.2b. Se ha determinado valores de h_s para una temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) entre 50 y 60°C. Los valores más altos del coeficiente de transferencia de calor de solución (h_s) para esta concentración de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona son obtenidos a una presión de ensayo de 16 bar. El rango de valores obtenido para el coeficiente de transferencia de calor en estas condiciones se encuentra entre 0.20 y 0.38 kW/m²K. Un incremento de 2 bar en la presión de ensayo entre 12 y 16 bar genera una tendencia de reducción entre 20 y 40% valor calculado de h_s con respecto al valor anterior, cuando T_{fuente} aumenta de 50 a 60°C, esta tendencia no se cumple para 18 bar. A una presión

de 18 bar hay un aumento de 0.26 a 0.29 kW/m²K. Se ha determinado que en esta presión (18 bar), la solución ingresa subenfriada. El título de vapor medio en el desorbedor (q_{medio}) determinado para estos casos es 0.034 y 0.047, respectivamente.

La figura 4.2c muestra los valores de h_s para una fracción másica de 28% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona en función de la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}). En esta figura se observa que los valores del coeficiente de transferencia de calor (h_s) son determinados para T_{fuente} entre 50 y 60°C, y una presión de ensayo entre 14 y 18 bar. Si aumenta T_{fuente} se observa una tendencia de decrecimiento del coeficiente de transferencia de calor de solución h_s cuando la presión aumenta. El rango de valores de h_s para para una fracción másica de 28% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona se encuentra entre 0.22 y 0.42 kW/m²K. El valor más alto de h_s para este caso se obtuvo (0.40 kW/m²K) se obtuvo para una presión de ensayo de 16 bar.

La figura 4.2d muestra los valores calculados de h_s para una fracción másica de 31% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. Se observa una tendencia de decrecimiento del coeficiente de transferencia de calor (h_s) para T_{fuente} entre 50 y 60°C, y una presión de ensayo entre 14 y 16 bar. El mayor valor de h_s de 0.42 kW/m²K es determinado a una presión de 16 bar y una temperatura en el agua de calentamiento de 50°C. Sin embargo, esta tendencia no se cumple para una presión de ensayo de 18 bar, en este caso el valor determinado de h_s para T_{fuente} de 50 y 60°C (0.29 kW/m²K) es el mismo. Es decir que para una fracción másica de 31% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 12 y 15°C, no influye una temperatura del agua de calentamiento entre 50 y 60°C en el valor del coeficiente de transferencia de calor (h_s) para una presión de 18 bar.

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

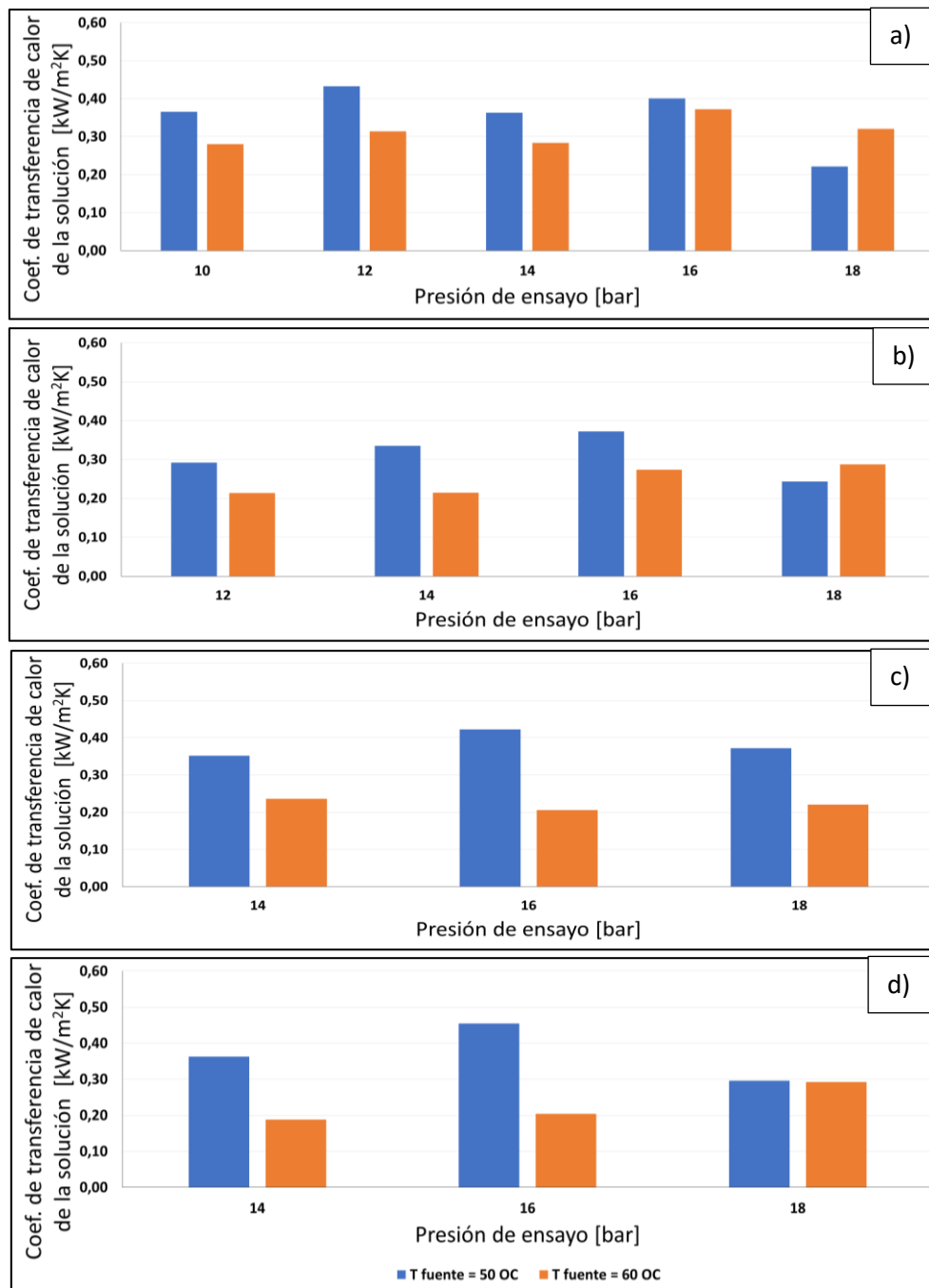


Figura 4.2 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 12 y 15°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, y d) 31%

En la figura 4.2 se observa que para una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 12 y 15°C, los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución h_s son determinados con una temperatura en la fuente de calor entre 50 y 60°C para un X_{CO_2} entre 22 y 31%. Si se mantiene la presión de ensayo constante y se aumenta la temperatura en el agua de calentamiento en la entrada del desorbedor de 50 a 60°C, los valores de h_s decrecen

en una tasa promedio de 30% del valor más alto, esto a cada fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona y una presión de ensayo entre 10 y 16 bar, a 18 bar puede cambiar esta tendencia. Si la presión de ensayo aumenta de 10 a 16 bar y T_{fuente} es constante se observa una tendencia de incremento de h_s , el valor determinado más alto de h_s es 0.42 kW/m²K. Sin embargo, como se mencionó esta tendencia puede cambiar cuando la presión pasa de 16 a 18 bar, en donde el valor del coeficiente de transferencia de calor de solución h_s disminuye, hasta un valor mínimo de 0.18 kW/m²K. Cuando la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) se encuentra entre 12 y 15°C, los valores más altos de h_s se calcularon a una presión de ensayo de 16 bar. Se observa una tendencia de decrecimiento de 20 a 50% en los valores h_s cuando la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona aumenta de 22 a 31% y la temperatura de agua caliente en la entrada del desorbedor pasa de 50 a 60°C.

Un último caso de análisis para el coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona se presenta en las figuras 4.3a, 4.3b, y 4.3c correspondientes a una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 15 y 20°C, y una fracción másica de 25, 28 y 31% de CO₂, respectivamente. En esta figura se muestra los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s) cuando la temperatura de entrada al desorbedor del agua de calentamiento es 60°C. No se obtuvieron valores de h_s cuando T_{fuente} es 50°C, como en las figuras anteriores, debido a que a esta temperatura se determinó valores de h_s cercanos a cero, y se determinó que no se generó un proceso de desorción.

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

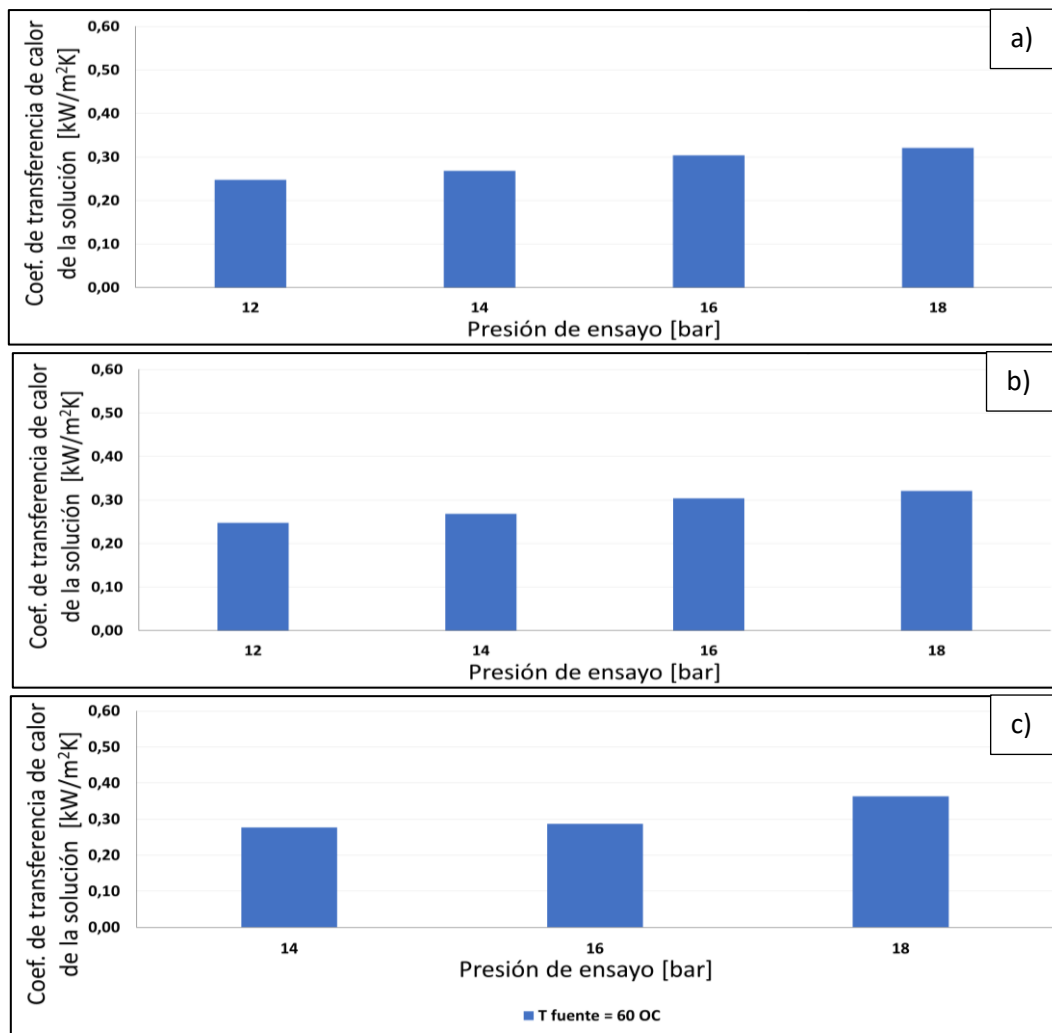


Figura 4.3 Variación del coeficiente de transferencia de calor (h_s) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 15 y 20°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 25%, b) 28%, y c) 31%

En la figura 4.3 se muestra que el valor más alto determinado de h_s es $0.38 \text{ kW/m}^2\text{K}$, este valor es obtenido a la presión de ensayo de 18 bar y un X_{CO_2} de 31%. Se observa de tendencia de crecimiento promedio de 25% en el valor de h_s cuando la presión de ensayo aumenta de 12 a 18 bar. Si la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona pasa de 25 y 31% con incrementos de 2.5% aproximadamente, los valores de h_s son casi constantes si se toma un valor de presión constante. Es importante mencionar que no se determinaron valores de h_s para una fracción másica de 22%, debido a que no se pudieron registrar ensayos válidos.

A continuación, se presenta un resumen del estudio paramétrico del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona (h_s). Aquí se muestra un análisis global

del efecto de la: presión de ensayo (P_{ensayo}), la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML), fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (X_{CO_2}) y la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) sobre h_s .

Los valores de h_s cumplen una tendencia de decrecimiento promedio de 30% cuando la presión de ensayo aumenta desde un valor de 10 a 16 bar, esta tendencia cambia para algunos casos en donde la presión de ensayo es 18 bar. Se ha determinado que estos casos corresponden a que la solución ingresa en estado de subenfriamiento al desorbedor. A una presión constante y una variación de la temperatura de agua de calentamiento entre 40 y 60°C, se observa una tendencia de disminución en los valores del coeficiente de transferencia de calor (h_s), de igual manera esta tendencia puede cambiar a constante o creciente en algunos casos a la presión de ensayo de 18 bar.

Si la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) aumenta desde 5 a 20°C, existe una tendencia promedio de decrecimiento del 30% en los valores más altos del coeficiente de transferencia de calor de la solución. Si la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (X_{CO_2}) aumenta desde 22 a 31%, los valores de h_s decrecen en una tendencia promedio de 15% en cada presión de ensayo.

Con respecto a la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}), se observa una tendencia de decrecimiento promedio de 30% en los valores de h_s , si esta aumenta de 40 a 60°C a cada presión de ensayo. Si la presión de ensayo se incrementa cada 2 bar entre 10 y 18 bar y la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor permanece constante, se observa un incremento promedio del 20 % del coeficiente de transferencia de calor de la solución con respecto a un valor anterior.

Los valores más altos del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona son determinados con una fracción másica entre 22 y 25% de CO₂ en la mezcla. El valor más alto determinado de h_s es 0.52 kW/m²K, este es determinado a una presión de ensayo de 12 bar, una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C y una temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 40°C. El intervalo de valores de h_s determinado para todas las experiencias realizadas se encuentra entre 0.10 y 0.52 kW/m²K.

4.2.2 Título de vapor medio en desorbedor

La figura 4.4 con sus respectivas sub-figuras a, b, c y d; muestra el título de vapor medio (q_{medio}) entre la entrada y la salida del intercambiador de calor en función de la presión de ensayo a una fracción másica de 22, 25, 28 y 31% de CO₂ disuelto en acetona, respectivamente. Cada sub-figura muestra la temperatura del agua de calentamiento (T_{fuente}) y la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML).

La figura 4.4a muestra el título de vapor medio obtenido para una fracción másica de 22% en CO₂ disuelto en acetona. Se observa que el título de vapor medio alcanza sus valores más altos ($q_{medio} = 0.15$) a una presión de ensayo de 10 bar, una temperatura en la fuente de calor de 60°C y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C. Al aumentar la presión de operación de 10 a 18 bar, el título de vapor medio en el intercambiador disminuye hasta un valor mínimo de 0.02.

Los resultados del título de vapor medio en el intercambiador de calor de placas a una fracción igual a 25% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona se muestran en la figura 4.4b. En esta figura se observa que el título de vapor medio en el intercambiador decrece cuando la presión de operación aumenta de 12 a 18 bar. El título de vapor medio disminuye desde un valor máximo de 0.16 hasta un mínimo de 0.02, cuando la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor pasa de 60 a 40°C. Se observa también que una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C favorece a la generación de vapor en el intercambiador.

Los valores del título de vapor medio obtenidos en el desorbedor a una fracción másica de 28% se presentan en la figura 4.4c. Se observa que q_{medio} en el intercambiador de calor de placas tiene su valor más alto a una presión de ensayo de 14 bar. Si la presión aumenta de 14 a 18 bar, el título de vapor medio se reduce un 25% por cada dos bar. Una temperatura de 60°C en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C, generan un título de vapor medio en el desorbedor más alto, este valor es 0.16.

Con respecto a los resultados del título de q_{medio} generado a una fracción másica de CO₂ en la mezcla de 31%, se presenta la figura 4.4d. Se observa que el valor mínimo y el valor máximo del título de vapor medio calculados para esta fracción másica de CO₂ disuelto en

Capítol 4. Estudi experimental del procés de desorció de la mescla CO₂/Acetona

acetona son 0.05 y 0.162, respectivament. Asimismo, se observa una reducci3n del título de vapor medio cuando la presi3n de ensayo aumenta de 14 a 18 bar.

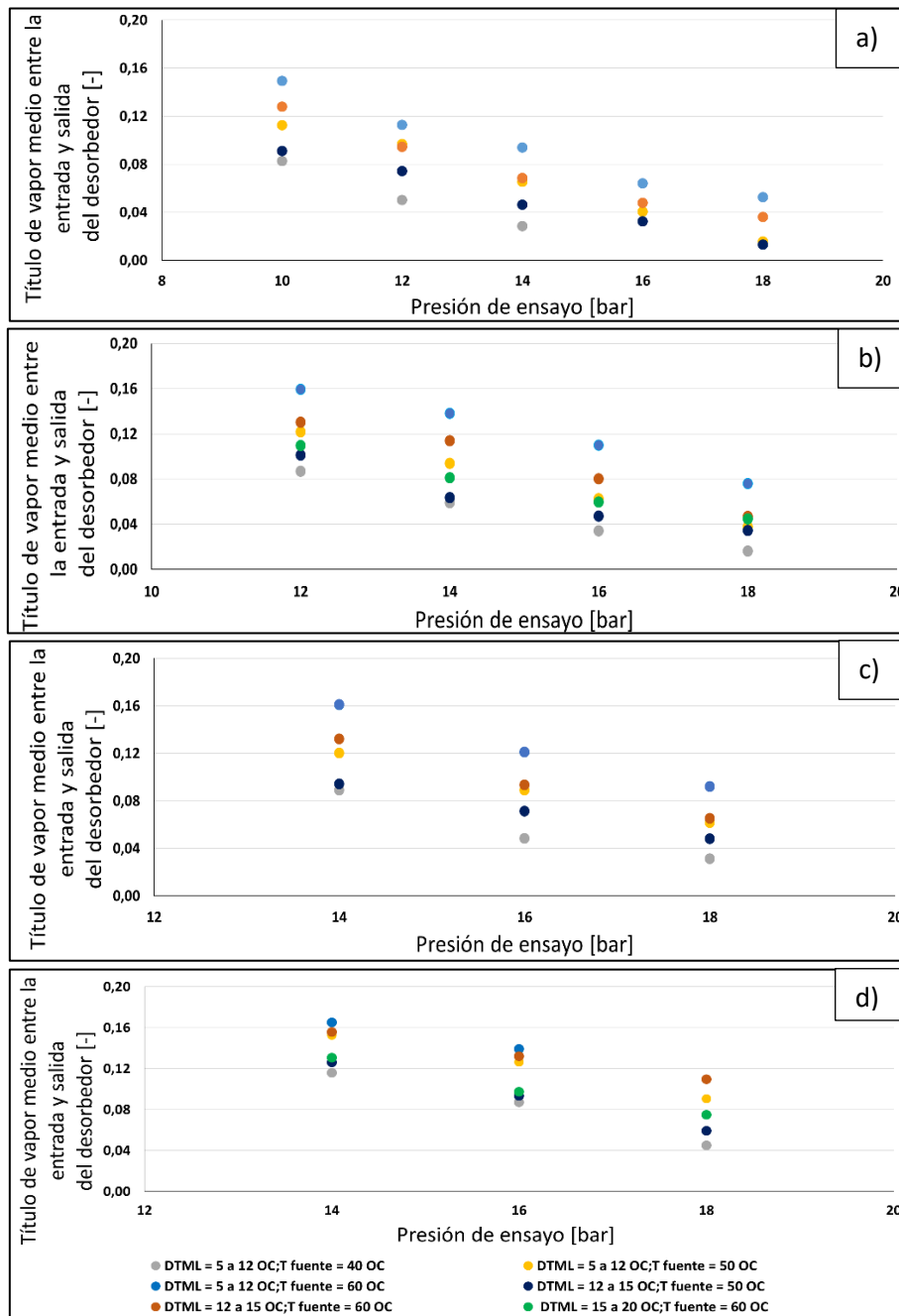


Figura 4.4 Variaci3n del título de vapor medio (q_{medio}) en funci3n de la presi3n de ensayo, temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor, una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 20°C a diferentes fracciones máscas de CO₂ en la mescla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, y d) 31%.

En la figura 4.4 se observan algunos patrones de comportamiento de q_{medio} en el intercambiador de calor de placas que se analizan a continuaci3n. El valor determinado de q_{medio} decrece en una tendencia promedio de 10% por cada 2 bar de incremento en la presi3n

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

de ensayo entre 10 y 18 bar. A medida que aumenta la concentración en fracción másica de CO₂ disuelto en acetona desde 22 a 31%, el título de vapor medio también lo hace en una tendencia promedio de 5%. Un valor alto de la temperatura en el agua caliente a la entrada del desorbedor (60°C) y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C, generan el título de vapor medio (q_{medio}) más alto en el desorbedor, cuyo valor es 0.162.

A continuación, la Figura 4.5 muestra el conjunto de valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s) en función del título de vapor medio entre la salida y la entrada del desorbedor (q_{medio}). Se muestran los resultados para una fracción másica de CO₂ en la mezcla de: 22, 25, 28 y 31%, en la figura a, b, c y d, respectivamente.

En esta figura se muestra que un aumento en la fracción másica, causa un incremento del intervalo del título de vapor medio (q_{medio}) en el intercambiador de calor de placas, estos valores son: 0.010 – 0.150, 0.015 – 0.159, 0.030 – 0.161, y 0.045 – 0.162 para una fracción másica de 22, 25, 28 y 31% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, respectivamente. Se observa que los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona h_s más altos fueron determinados para una temperatura en el agua caliente a la entrada del desorbedor de 40°C y se encuentran en el rango del título de vapor medio entre 0.04 y 0.06. El intervalo global en el cual se ha determinado q_{medio} en el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas es 0.02 a 0.162.

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

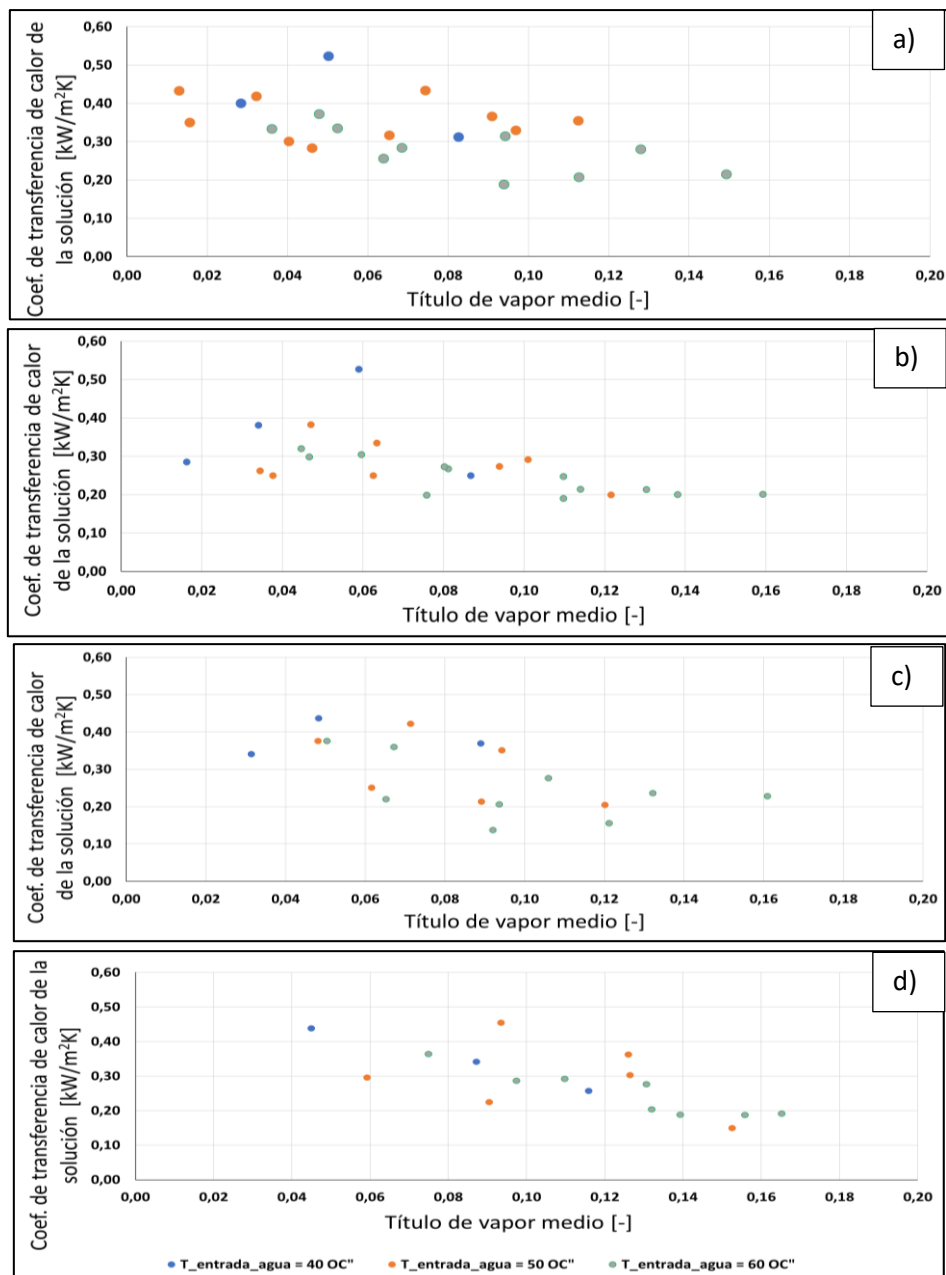


Figura 4.5 Variación del coeficiente de transferencia de calor de solución (h_s) en función del título de vapor medio (q_{medio}) en el intercambiador a diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%; respectivamente.

La figura 4.5 muestra que, si P_{ensayo} aumenta de 10 a 18 bar, el título medio de vapor determinado en el intercambiador disminuye en una tasa promedio de 10% por cada 2 bar de presión. Esto es debido que altas presiones en la mezcla de CO₂/acetona producen que la solución entre al desorbedor en condiciones de saturación o sub enfriamiento. La concentración de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona no influye de forma significativa en el aumento del título de vapor medio en el intercambiador de calor, se ha calculado una

tendencia creciente promedio de 5%. Sin embargo, una temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 60°C y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C, favorecen a la generación de un título de vapor medio en el intercambiador de hasta 0.162.

4.2.3 Flujo de calor en el desorbedor

El estudio de transferencia de calor en la mezcla CO₂/acetona también es analizado mediante el análisis del flujo de calor en el desorbedor (q''). Las figuras 4.6 a 4.8 muestran los valores de flujo de calor (q'') en función de las siguientes variables: temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}), fracciones máxicas de CO₂ (X_{CO_2}) disuelto en acetona de 22, 25, 28 y 31%, presión de ensayo (P_{ensayo}) entre 10 y 18 bar, y una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) en los intervalos de: 5 a 12°C, 12 a 15°C y 15 a 20°C, respectivamente.

A una fracción máxica de CO₂ de 22% disuelto en acetona (figura 4.6a) y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C, los resultados muestran una reducción del flujo de calor si la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) aumenta desde un valor de 40 a 60°C. Esto se debe a que, si la temperatura en la fuente de calor aumenta, se genera un mayor título de vapor en la mezcla, pero el flujo de calor disminuye. El valor más alto del flujo de calor es obtenido a una presión de ensayo de 12 bar, este es 3.1 kW/m². Se puede observar el rango de q'' para este caso de estudio se encuentra entre 1.6 y 3.1 kW/m².

En la figura 4.6b, se muestran los resultados del flujo de calor en el intercambiador para una fracción máxica de 25% de CO₂ disuelto en acetona a presiones de ensayo entre 12 y 18 bar y temperaturas en la fuente de calor entre 40 y 60°C. El valor más alto del flujo de calor es 3.1 kW/m², obtenido a una presión de 14 bar. Se ha determinado una tendencia de aumento en q'' cuando aumenta la presión de ensayo pasa de 12 a 14 bar, en donde alcanza un valor máximo de 3.1 kW/m². A partir de este punto máximo, se produce un decrecimiento de q'' en una tasa promedio de 20% por cada incremento de 2 bar en la presión de ensayo de 14 a 16 bar.

Los valores del flujo de calor (q'') obtenidos para una fracción máxica de 28% de CO₂ disuelto en acetona se muestran en la figura 4.6c. Se muestra una tendencia de reducción

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

promedio de 30% en el flujo de calor cuando la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor aumenta desde 40 a 60°C, esta tendencia se cumple para una presión entre 14 y 16 bar, con excepción a una presión de 18 bar, donde estos valores se igualan a una T_{fuente} de 40 y 50°C. El rango determinado de flujo de calor para este caso es 1.5 a 3 kW/m².

La figura 4.6d muestra el flujo de calor en el desorbedor a una fracción másica de 31% en CO₂ disuelto en acetona con una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C. El rango comprendido del flujo de calor para este caso es 1.50 a 2.50 kW/m². Se observa de igual manera que en los casos anteriores una reducción de q'' cuando T_{fuente} aumenta de 40 a 60°C y por otro lado un incremento de q'' cuando T_{fuente} es constante y la P_{ensayo} aumenta de 14 a 18 bar.

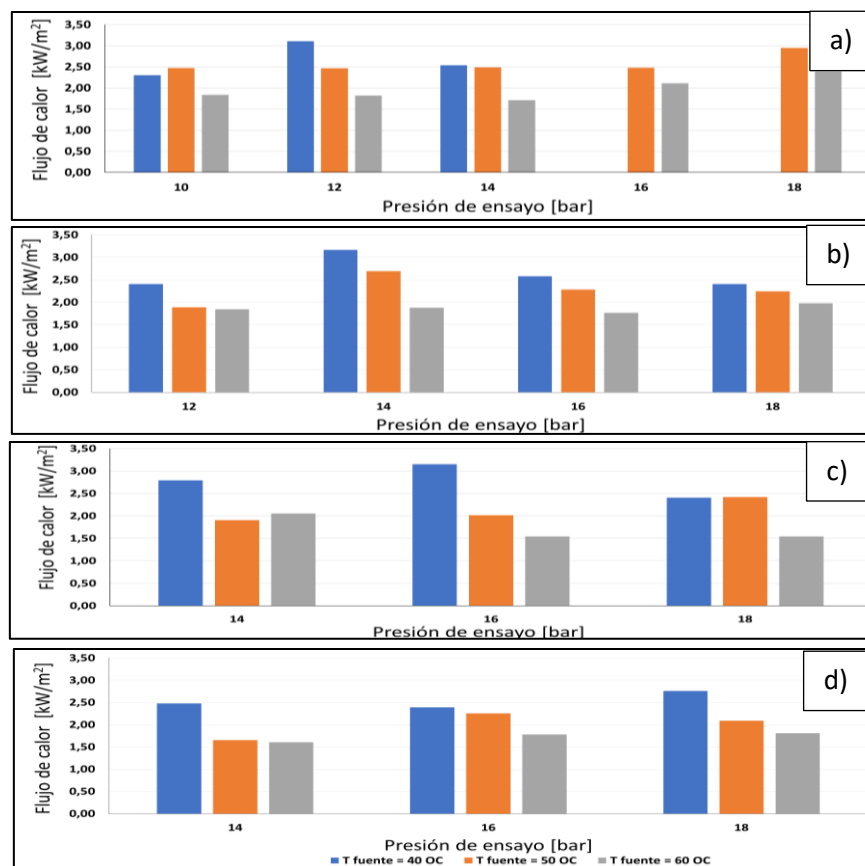


Figura 4.6 Variación del flujo de calor (q'') en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%

Capítol 4. Estudi experimental del procés de desorció de la mescla CO₂/Acetona

Un paràmetre comú per a les figures 4.6a a 4.6d és que per a cada fracció màsica entre 22 i 31%, se determina el valor més alt de fluxe de calor a una P_{ensayo} més alta, entre 10 i 18 bar. Per altre costat, si se pren un valor de pressió constant i la temperatura del aigua de calentament a la entrada del desorbent augmenta de 40 a 60°C, el fluxe de calor se redueix en una tendència promig de 25%.

A continuació, la figura 4.7 mostra els resultats del fluxe de calor per a una diferència de temperatures mig logarítmica (DTML) entre 12 i 15°C. Les sub-figures a, b, c i d mostren els resultats obtinguts per a una fracció màsica de CO₂ en la mescla CO₂/acetona de 22, 25, 28 i 31%, respectivament.

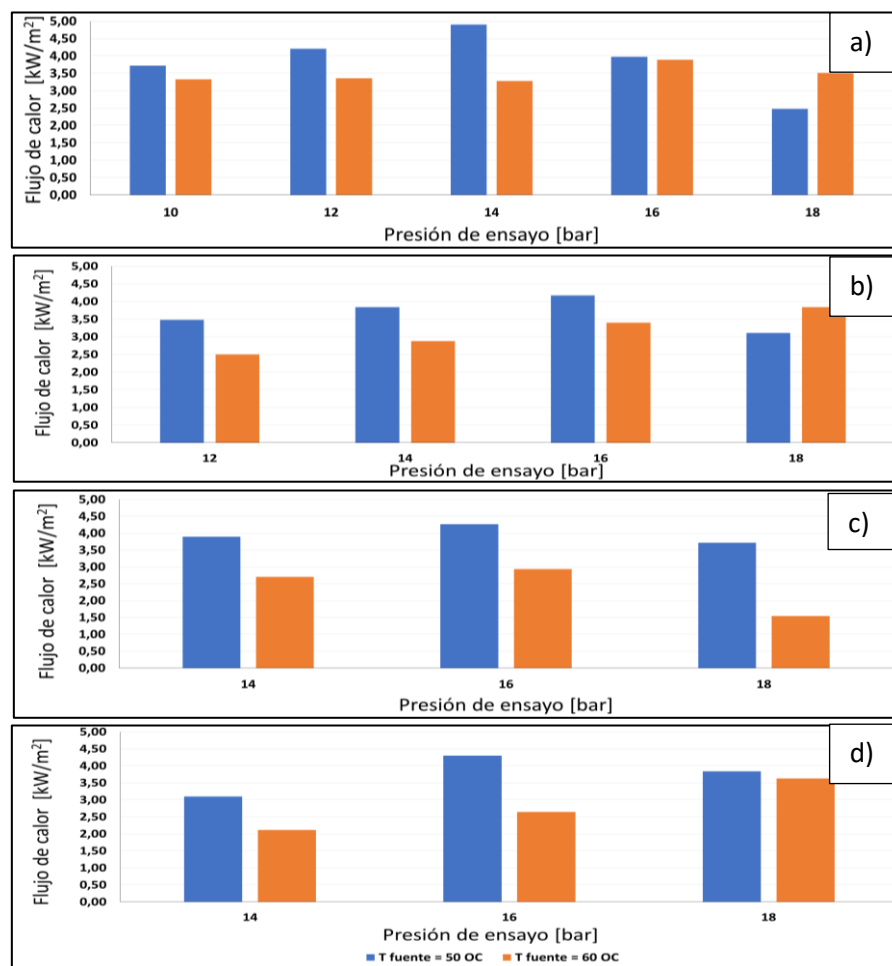


Figura 4.7 Variació del fluxe de calor (q'') en funció de la pressió de ensai a una diferència de temperatures mig logarítmica (DTML) entre 12 i 15°C i diferents fraccions màsiques de CO₂ en la mescla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

En la figura 4.7 se observa una reducción promedio del flujo de calor en 30% con respecto al incremento de temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 50 a 60°C. El rango de flujo de calor obtenido en este caso se encuentra entre 1.5 y 5 kW/m². En esta figura se muestra que para una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 12 y 15°C, los valores más altos del flujo de calor se obtienen cuando la presión de ensayo se encuentra entre 14 y 16 bar.

La figura 4.8 muestra los resultados del flujo de calor para una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 15 y 20°C. Las sub-figuras a, b, c y d muestran los resultados obtenidos para una fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona de 25, 28 y 31%, respectivamente.

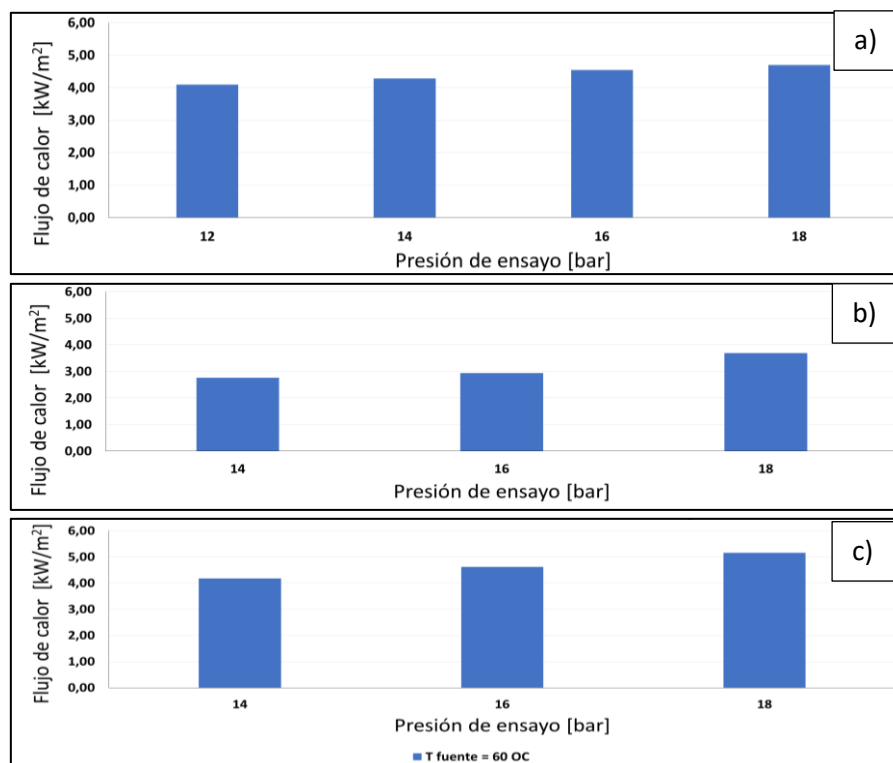


Figura 4.8 Variación del flujo de calor (q'') en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 15 y 20°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 25%, b) 28%, c) 31%

La figura 4.8 muestra que existe una tendencia de incremento en el flujo de calor si la presión de ensayo aumenta de 14 a 18 bar. Se muestra una tendencia de crecimiento promedio de 10% del flujo de calor si aumenta la presión de ensayo de 14 a 18 bar en incrementos de 2 bar. En este caso el valor más alto de flujo de calor corresponde a 5.1

kW/m² y, una temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 60°C y una fracción másica de 31% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona.

De forma global se puede observar que para una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 20°C se cumple una tendencia de crecimiento hasta un valor máximo del flujo de calor máximo de 5.1 kW/m². El valor de q'' decrece en una tasa promedio de 25% si la temperatura del agua de calentamiento aumenta de 40 a 60°C, el valor mínimo determinado de q'' es 1.5 kW/m². El intervalo de flujo de calor (q'') determinado durante el estudio del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas se encuentra entre 1.5 y 5.1 kW/m².

4.2.4 Flujo másico de desorción

El flujo másico de desorción es un parámetro de eficiencia del proceso de desorción que representa la generación de vapor por unidad de área del intercambiador de calor de placas. Las figuras 4.9 a 4.11 muestran los valores del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) para una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) en los intervalos de: 5 a 12°C, 12 a 15°C y 15 a 20°C, respectivamente, en función de las variables: temperatura del agua de calentamiento en la entrada del desorbedor (T_{fuente}) entre 40 y 60°C, fracciones másicas de CO₂ disuelto en acetona de 22, 25, 28 y 31%, presión de realización de ensayo (P_{ensayo}) de 10 a 18 bar.

Para una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C, la figura 4.9 muestra que a una fracción másica de CO₂ disuelto en acetona de 22%, el proceso de desorción se desarrolla desde una presión de ensayo de 10 bar, para un X_{CO_2} de 25 % desde 12 bar y para un X_{CO_2} de 28 y 31% desde 14 bar. A razón del aumento de fracción másica de CO₂ disuelto en acetona (22, 25, 28, 31%), el flujo másico de desorción alcanza un valor más alto (0.0035, 0.0049, 0.0050 y 0.0050 kg/s.m²) a una presión mayor en el ensayo (14, 14, 16, 18 bar), respectivamente.

Capítol 4. Estudi experimental del procés de desorció de la mescla CO₂/Acetona

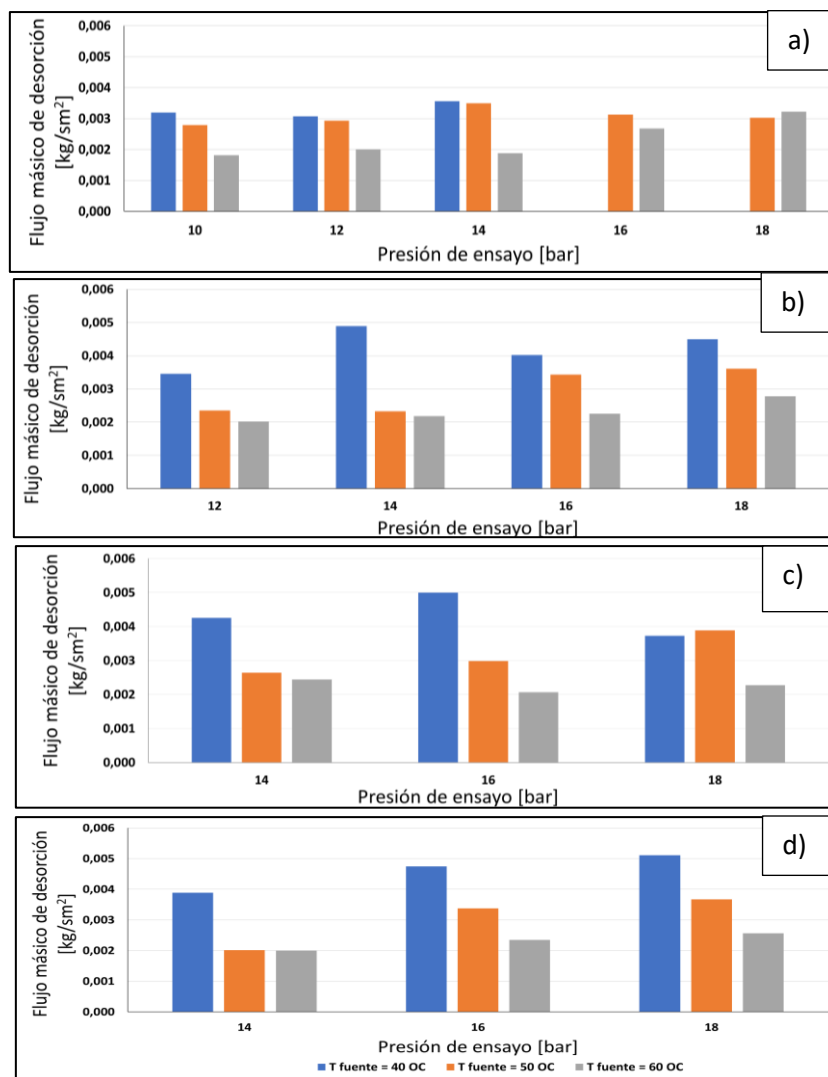


Figura 4.9 Variación del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica ($DTML$) entre 5 y 12°C y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%

Las variaciones del flujo de desorción (\dot{m}_{des}), con una diferencia de temperaturas media logarítmica ($DTML$) entre 12 y 15°C, en función de la presión de ensayo, temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) y fracción másica de CO₂ disuelto en acetona entre 22% y 31%, se muestran en la figura 4.10.

Capítol 4. Estudi experimental del procés de desorció de la mescla CO₂/Acetona

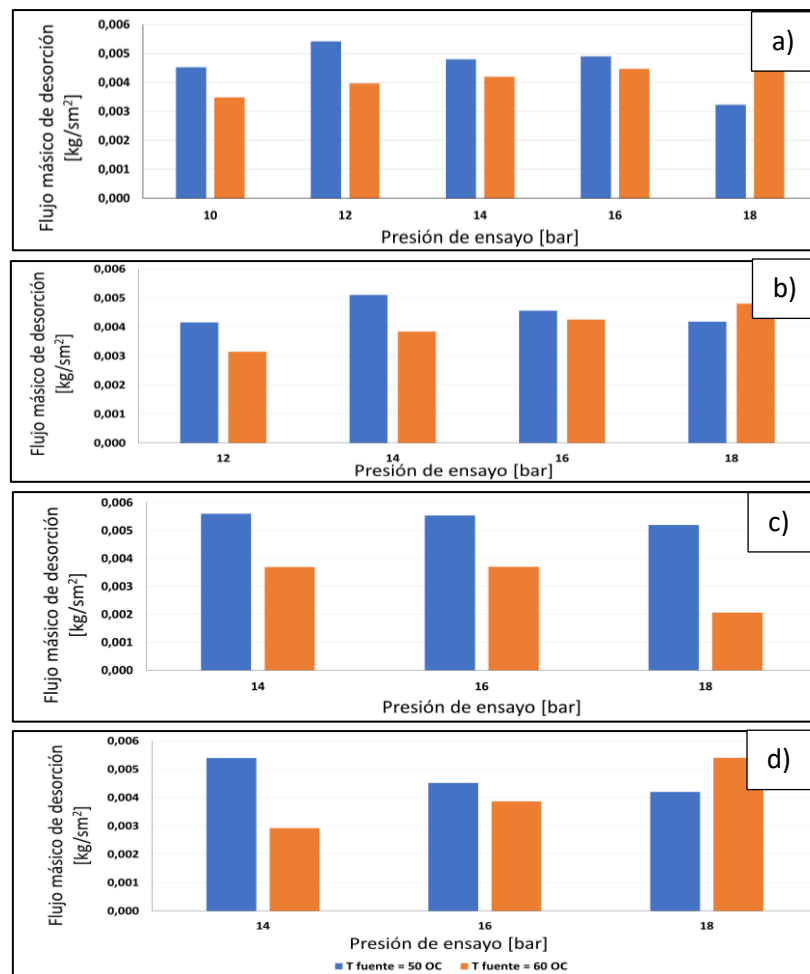


Figura 4.10 Variació del flux mésic de desorció (\dot{m}_{des}) en funció de la pressió de ensai a una diferència de temperatures mitjana logarítmica ($DTML$) entre 12 i 15°C i diferents fraccions mésiques de CO₂ en la mescla CO₂/acetona: a) 22%, b) 25%, c) 28%, d) 31%

La figura 4.10 mostra una tendència de reducció entre 10 i 30% en els valors del flux mésic de desorció (\dot{m}_{des}) amb respecte a un valor anterior, això quan la temperatura d'aigua de calentament a l'entrada del desorbidor augmenta el seu valor des de 50 a 60°C. Aquesta tendència canvia per alguns valors a 18 bar de pressió de ensai, en on la solució ingressa al intercanviador en subenfriament. No s'han determinat valors de \dot{m}_{des} per una temperatura de 40°C per aquest cas d'estudi, es va determinar que en aquestes condicions de pressió, composició i temperatura no es desenvolupa un procés de desorció de la mescla CO₂/acetona en el canal central del intercanviador. El rang del flux mésic de desorció per aquest cas d'anàlisi es troba entre 0.002 i 0.0055 kg/sm².

La figura 4.11 muestra los resultados de \dot{m}_{des} , con una diferencia de temperaturas media logarítmica ($DTML$) entre 15 y 20°C, en función de la presión de ensayo, temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (T_{fuente}) y una fracción másica de CO₂ disuelto en Acetona de 25, 28 y 31%.

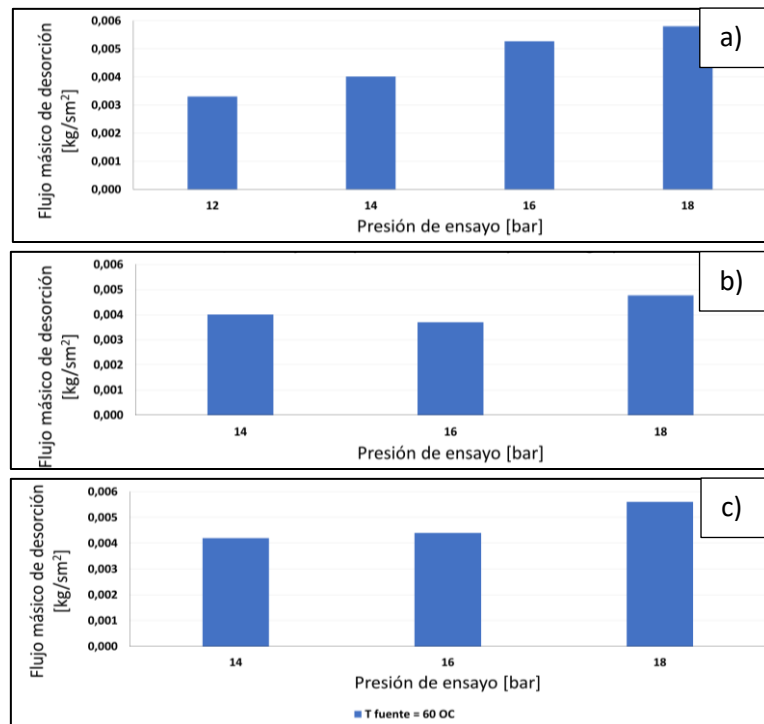


Figura 4.11 Variación del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) en función de la presión de ensayo a una diferencia de temperaturas media logarítmica ($DTML$) entre 15 y 20°C, y diferentes fracciones másicas de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona: a) 25%, b) 28%, c) 31 %

La figura 4.11 muestra una tendencia de crecimiento en los valores del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) cuando la presión de ensayo aumenta desde un valor mínimo de 12 hasta 18 bar, esto en una tasa promedio del 20% por cada incremento de 2 bar en la presión de ensayo. Para este caso se observa que solamente se han obtenido valores de \dot{m}_{des} para una temperatura de agua de calentamiento a la entrada del desorbedor igual a 60°C, a una temperatura de 40 y 50°C, no se determinó un proceso de desorción en el intercambiador de calor.

El rango promedio en el cual se define el flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) para los ensayos realizados en esta tesis se define entre 0.002 y 0.005 kg/s.m². De forma global se puede observar en las figuras 4.9 a 4.11 una tendencia de decrecimiento promedio de 25% en el flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) cuando la temperatura de agua de calentamiento a la

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

entrada del desorbedor aumenta de 40 a 60°C, esto sucede en cada valor de presión de ensayo realizada.

La figura 4.12 muestra el conjunto de valores obtenidos del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) en función del título de vapor medio en el intercambiador a distintas temperaturas en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor y una fracción másica de CO₂ en acetona de: a) 22%; b) 25%, c) 28%, d) 31%.

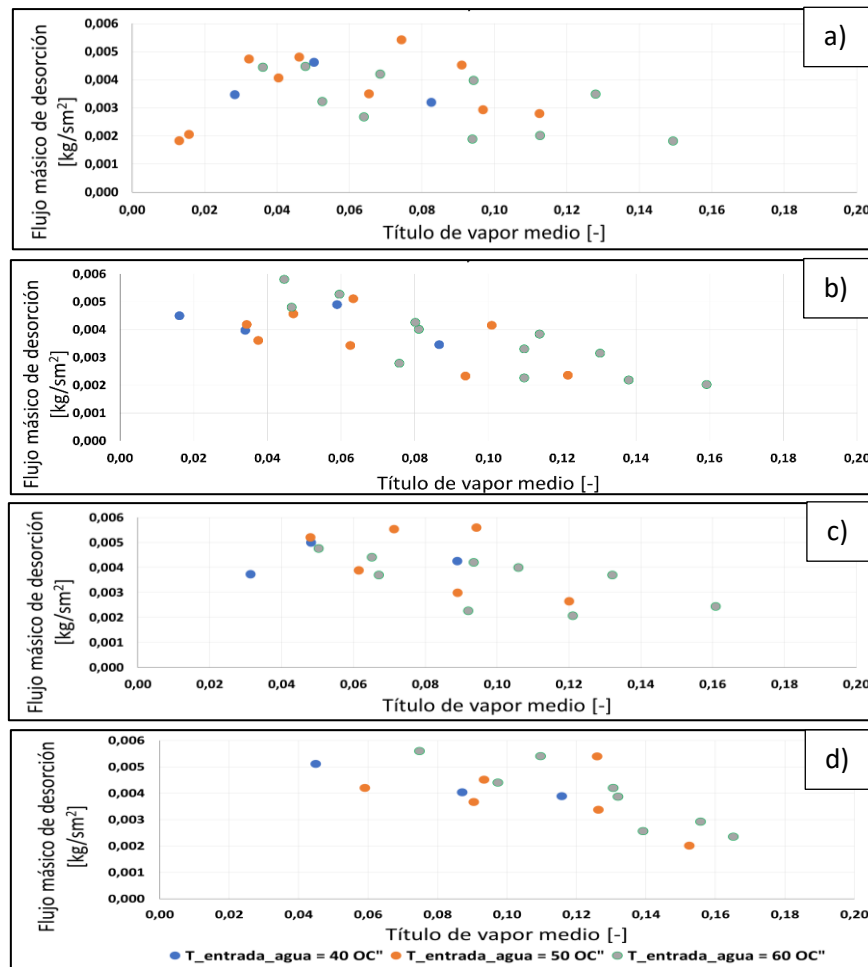


Figura 4.12 Datos experimentales del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) en función del título de vapor medio (q_{medio}) en el intercambiador a distintas temperaturas en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor y una fracción másica de CO₂ en acetona de: a) 22%; b) 25%, c) 28%, d) 31%.

La figura 4.12 muestra que los valores de \dot{m}_{des} incrementan su valor cuando la fracción másica de CO₂ disuelto en acetona también lo hace, desde 22 a 31%, esto en una tendencia promedio de 10%. Los valores más altos determinados en \dot{m}_{des} se encuentran en un

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

intervalo entre 0.004 a 0.005 kg/sm², estos calores son determinados a una T_{fuelle} de 60°C. Se muestra que el conjunto de datos del flujo másico para cada X_{CO₂} forma una curva que se desplaza hacia la derecha, esto se explica en el aumento del título de vapor a una temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 40 a 60°C.

A continuación, la Tabla 4.1 presenta un resumen mostrando el efecto de las variables del estudio paramétrico sobre los parámetros de transferencia de calor y masa en el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de placas.

Tabla 4.1 Efecto de las variables del estudio paramétrico sobre los parámetros de transferencia de calor y masa

	Coeficiente de transferencia de calor de la mezcla, h_s (kW/m ² .s)	Título de vapor medio, q_{medio} (kg/kg)	Flujo de calor, q'' (kW/m ²)	Flujo de desorción, \dot{m}_{des} (kg/s.m ²)
Intervalo de variación	0.10 a 0.52	0.02 a 0.16	1.5 a 5.1	0.002 a 0.005
Presión de ensayo, P_{ensayo} 10 a 18 bar	i) Tendencia creciente de h_s entre 20 y 50% ii) Se alcanza un valor más alto de h_s , determinado por X _{CO₂} . iii) Decrecimiento posterior desde punto más alto de h_s de 10 a 30%.	Tendencia decreciente de 5 a 15% de q_{medio} , cada 2 bar de aumento en P_{ensayo} , a una T _{fuelle} y DTML constante.	Tendencia creciente de q'' de 10 a 25% con respecto a un valor previo hasta alcanzar un valor alto máximo y posterior tendencia de disminución de 10 a 40%.	Tendencia de crecimiento de \dot{m}_{des} de 10 a 40%, hasta un valor máximo y decrece entre 10 y 30%
Fracción másica de CO ₂ en la mezcla, X _{CO₂} 22 a 31%	A un incremento de 2.5% aprox. en X _{CO₂} , el valor de h_s decrece desde 10 hasta 40%, por cada incremento de 10°C en T _{fuelle} desde 40 a 60°C.	Valor de q_{medio} crece 5% por cada incremento de 2.5% en X _{CO₂} .	Aumento de q'' de 5 a 20%, para un T _{fuelle} de 40 a 60°C con incrementos de 10°C.	Si T _{fuelle} aumenta entre 40, 50 y 60°C, \dot{m}_{des} crece con respecto a un valor anterior hasta un 10, 15 y 20%, respectivamente.
Temperatura del agua de calentamiento en la entrada del desorbedor, T _{fuelle} 40 a 60°C	Valores de h_s disminuyen su orden desde 10 a 50%, a razón de un incremento en T _{fuelle} de 40 a 60°C y X _{CO₂} de 22 a 31% con incrementos de 2.5% aprox.	Tendencia creciente en los valores de q_{medio} entre 5 y 10% a una P_{ensayo} y DTML constante.	Tendencia decreciente de q'' , desde un 10% hasta 40%. El decrecimiento se evidencia en un incremento de 2.5% aprox. en X _{CO₂} (22 a 31%).	Decrecimiento progresivo en orden de valores de \dot{m}_{des} entre 10 y 40%, para un aumento de X _{CO₂} disuelto en acetona de 22 a 31% en fracción másica.
Diferencia de temperaturas media logarítmica DTML 5 a 20°C	Tendencia decreciente de h_s de 10 a 30%, para una X _{CO₂} de 22 a 31%, con incremento aprox. de 2.5%, y T _{fuelle} de 40 a 60°C, con incremento de 10°C.	Decreciente progresivo de q_{medio} entre 10 y 30% en q_{medio} por cada 5°C de aumento en DTML	Si DTML aumenta, q'' crece de 20 a 50% de su valor anterior. Este aumento se observa en el incremento de 2.5% en X _{CO₂} de 22 a 31%.	No se evidencia una influencia fuerte de DTML con respecto a los valores máximos determinados de \dot{m}_{des} .

De manera general, el coeficiente de transferencia de calor de solución alcanza sus valores más altos cuando la presión de ensayo se incrementa en un intervalo de 10 a 18 bar. Sin embargo, en cada fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (X_{CO_2}) se alcanza un valor más alto de h_s , que una vez alcanzado tiene un decrecimiento si aumenta la presión de ensayo. Con respecto a la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, los valores más altos determinados de h_s son determinados a una fracción másica entre 20 y 25% de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. Una temperatura del agua de calentamiento en la entrada del desorbedor de 40°C facilita la transferencia de calor, se obtuvieron valores bajos de h_s cuando esta temperatura sube hasta 60°C. Se determinaron valores de h_s ascendentes con una DTML entre 5 y 12°C en una tendencia promedio de 30%.

El título de vapor medio en el desorbedor muestra una tendencia de decrecimiento en sus valores de 10% en promedio por cada 2 bar de aumento en la presión de ensayo desde 10 a 18 bar. La fracción másica de CO₂ disuelto en acetona (X_{CO_2}) y la temperatura de agua de calentamiento a la entrada del desorbedor tienen una influencia pobre sobre la formación del título de vapor medio en el intercambiador, estas se encuentran entre 5 y 10%. Una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C, favorece a alcanzar valores de q_{medio} más altos, si DTML se incrementa hasta un valor de 20°C, q_{medio} decrece en una tendencia promedio de 20%.

El flujo de calor (q'') tiene un efecto del incremento de la presión de ensayo similar al determinado para el coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s). Es decir, el flujo de calor tiene un crecimiento hasta un valor máximo, determinado por X_{CO_2} , que una vez alcanzado inicia un decrecimiento gradual. Por otro lado, el incremento de la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (X_{CO_2}) genera un incremento en el flujo de calor, esto depende también del aumento de T_{fuente} . Si la temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor aumenta de 40 a 60°C, el flujo de calor disminuye hasta un valor mínimo de 1.5 kW/m². Una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) mayor a 15°C, aumenta los valores determinados de flujo de calor.

Las tendencias generales para el flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) indican que: si se incrementa la presión en un rango desde 10 a 18 bar, \dot{m}_{des} incrementa sus valores, hasta un valor alto referencial a una presión determinada, y a partir de este punto se genera un decrecimiento si aumenta la presión de ensayo. Un incremento aproximado de 2.5% en la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (X_{CO_2}) de 22 a 31%, genera un

incremento en \dot{m}_{des} entre 10 y 20%. Por otra parte, si T_{fuente} aumenta de 40 a 60°C, el flujo másico de desorción también lo hace hasta un valor máximo de 0.005 kg/sm². El \dot{m}_{des} tiene su principal influencia en el aumento de la presión de ensayo y la temperatura de agua en la entrada del desorbedor, un valor de diferencia de temperaturas media logarítmica (*DTML*) de 5 a 20°C, no influye fuertemente en los valores máximos alcanzados.

4.3 COMPARACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES DE LA BIBLIOGRAFÍA DEL PROCESO DE DESORCIÓN EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

En este apartado se realiza una comparación de datos experimentales disponibles en la bibliografía abierta del uso de amoníaco y el CO₂ como refrigerantes en distintos trabajos de desorción en intercambiadores de calor de placas. Se realizó una revisión bibliográfica con la finalidad de encontrar diferencias y similitudes en el orden de magnitud de los parámetros de transferencia de calor obtenidos en este trabajo con los de los datos disponibles. Se revisaron trabajos que usaron el mismo intercambiador de calor de placas de este estudio, se compararon sus condiciones de operación e intervalos resultantes en los parámetros de transferencia de calor y masa obtenidos con mezclas de amoníaco, y se compararon con los obtenidos en este trabajo. Posteriormente, se realizó una comparación del orden de magnitud del coeficiente de transferencia de calor de CO₂ y NH₃ puros en condensación con valores obtenidos en el proceso de desorción con CO₂/acetona y NH₃/H₂O, respectivamente. No se realizó la comparación del coeficiente de transferencia de calor de CO₂ y Amoníaco puro en ebullición, porque no disponer de datos experimentales de CO₂ en intercambiadores de calor de placas en fase sub-crítica. Con relación a las propiedades termodinámicas de mezclas de amoníaco con la mezcla CO₂/acetona, se realizó una comparación del orden de magnitud de la viscosidad, conductividad térmica, densidad y calor latente del refrigerante.

4.3.1 Desorción de mezclas de amoníaco en el mismo intercambiador de calor de placas

Se han revisado los trabajos de Oronel et al. [29] y Táboas [31], que usaron el mismo intercambiador de calor de placas con mezclas de NH₃ para el estudio del proceso de desorción en sistemas de refrigeración por absorción, y se compararon sus resultados con los de este trabajo. La tabla 4.2 recopila las condiciones de operación utilizadas en estos trabajos, en términos de presión, temperatura y concentración, así como los intervalos de

variación del coeficiente de transferencia de calor, flujo de calor y flujo másico de desorción. Oronel et al. [29] realizaron un estudio de la transferencia de calor en la desorción de fluidos de trabajo a base de amoníaco en un intercambiador de calor de placas para sistemas de refrigeración por absorción. Táboas [31] llevó a cabo un estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. En estos trabajos se usó el mismo intercambiador de calor de placas que el de este estudio, pero lo hicieron para aplicaciones de refrigeración.

Tabla 4.2 Condiciones operativas usadas por Oronel et al. [29] y Táboas [31] y resultados en parámetros de transferencia de calor en el mismo intercambiador de calor

Referencia	\dot{m}_s (kg/m ² ·s)	T (°C)	P (bar)	x (-)	h_s (kW/ m ² K)	q'' (kW/ m ²)	\dot{m}_{da} (kg/ m ² ·s) x10 ⁻³	q_{medio} (-)
Bomba de calor de compresión/resorción con CO ₂ /acetona [Presente trabajo]	50 a 60	40 a 60	10 a 18	0.22 a 0.31	0.10 a 0.50	1.50 a 5.20	2 a 5	0.02 a 0.16
Boiling heat transfer in a plate heat exchanger of ammonia based working fluids for absorption refrigeration systems Oronel et al. [29]	50 a 100	80 a 120	5.1	0.50 a 0.54	1.50 a 5.20	5 a 20	2 a 6	0.02 a 0.14
Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla NH ₃ /H ₂ O en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Táboas [31]	70 a 140	60 a 90	7 a 15	0.33 a 0.65	5 a 15	20 a 70	1.5 a 4.5	0.02 a 0.22

Nomenclatura: \dot{m}_s : Caudal másico de solución; T : Temperatura; P : Presión; x : Fracción másica de refrigerante en la mezcla; h_s : Coeficiente de transferencia de calor de solución; q'' : Flujo de calor; \dot{m}_{da} : Flujo másico de desorción o absorción; q_{medio} : Título de vapor medio en el intercambiador

Los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona (h_s) obtenidos en este trabajo, son inferiores a los obtenidos por Oronel et al. [29] y Táboas [31] en sus respectivos estudios. El coeficiente de transferencia de calor se encuentra en el orden de magnitud promedio de 1:30 con respecto a Táboas y 1:10 para Oronel et al. [29]. El flujo de calor en el intercambiador de calor de placas se encuentra en el orden de magnitud promedio de 1:20 con respecto a Táboas [31] y 1:5 para Oronel et al. [29]. Con respecto al título de vapor medio en el intercambiador (q_{medio}) obtenido es un valor que coincide con el orden de magnitud de valores obtenidos en estos dos trabajos de la bibliografía.

4.3.2 Comparación de la condensación del amoníaco y del dióxido de carbono y de la desorción de sus mezclas en agua y acetona

La revisión bibliográfica realizada mostró que no se dispone de datos experimentales de desorción de la mezcla CO₂/acetona, en lo que se refiere al CO₂ solamente se dispone de datos de condensación en intercambiadores de calor de placas. Se ha hecho una comparación entre los parámetros del proceso de desorción de la mezcla NH₃/H₂O y la mezcla CO₂/acetona con los de la condensación del refrigerante puro de cada una. Esta comparación sirvió para obtener una referencia en el orden de magnitud del coeficiente de transferencia de calor determinados en la condensación y la desorción de ambos refrigerantes y sus mezclas.

Tao et al. [23] realizaron un estudio del proceso de condensación de Amoníaco puro en un intercambiador de calor de tres placas y presentaron datos del coeficiente de transferencia de calor en las condiciones de operación mostradas en la tabla 4.2. El proceso de condensación del dióxido de carbono puro fue estudiado en el trabajo presentado por Hayes et al. [42], este estudio se realizó en un intercambiador formado por tres placas. Los datos del proceso de desorción de la mezcla NH₃/H₂O y CO₂/acetona, son tomados de los trabajos de Táboas et al. [31] y el presente, respectivamente. La Tabla 4.3 presenta las condiciones de operación de estas investigaciones y el intervalo de variación de valores presentados para el coeficiente de transferencia de calor de solución.

Tabla 4.3 Comparación de la condensación y desorción del amoníaco y dióxido de carbono

Referencia	Título de la investigación	\dot{m}_s (kg/ s.m ²)	T (°C)	P (bar)	h_s (kW/ m ² K)
Tao et al. [23]	NH ₃ condensation in a plate heat exchanger	21 a 78	13.4 a 22.6	6.3 a 9.3	5 a 25
Táboas et al. [31]	Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger	70 a 140	60 a 90	7 a 15	5 a 15
Hayes et al. [42]	Study of carbon dioxide condensation in chevron plate exchangers; heat transfer analysis	10 a 50	-17.8 a - 34.4	20 a 40	0.5 a 2
Presente trabajo	Bomba de calor de compresión/resorción con CO ₂ /acetona	50	40 a 60	10 a 18	0.10 a 0.50

Nomenclatura: \dot{m}_s : Caudal másico de solución; T : Temperatura; P : Presión; h_s : Coeficiente de transferencia de calor de solución

El trabajo de Tao et al. [23] muestra que el coeficiente de transferencia de calor (h_s) se encuentra entre 5 y 25 kW/m²K y Táboas et al. [31] entre 5 y 15 kW/m²K, para el amoníaco puro y la mezcla NH₃/H₂O, respectivamente. Se observa que estos intervalos de variación se mantienen en el mismo orden de magnitud, reduciéndose en una relación promedio de 2:1, debido a la presencia del absorbente. Con respecto al dióxido de carbono se observa que los valores del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante son de orden de magnitud mayores a la mezcla CO₂/acetona, 0.5 a 2 kW/m²K y 0.10 a 0.50 kW/m²K, respectivamente. Se observa una relación de reducción del intervalo de los valores del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante puro a la mezcla de 5:1. Esta relación de reducción tiene una justificación en los valores de la conductividad térmica y del calor latente de vaporización del CO₂. Se cumple una tendencia de reducción del intervalo de los valores del coeficiente de transferencia de calor en la condensación de ambos refrigerantes puros (NH₃ y CO₂) respecto a los datos del proceso de desorción de las mezclas binarias de Amoníaco/agua y CO₂/acetona.

4.3.3 Comparación de propiedades de transporte de mezclas de amoníaco con CO₂/acetona

Se ha realizado una revisión bibliográfica de propiedades de transporte de las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) con los obtenidos en el presente trabajo para la mezcla CO₂/acetona. Esta comparación tuvo la finalidad de obtener una referencia del comportamiento de sus refrigerantes a las mismas condiciones de operación en términos de presión, temperatura y composición. Las propiedades termodinámicas de las mezclas NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) fueron tomadas de los trabajos de Libotean et al. [71] y Cuenca et al. [33]. Las propiedades termodinámicas de la mezcla NH₃/H₂O fueron obtenidas a partir del informe publicado por Conde [72]. Los datos de viscosidad de la mezcla CO₂/acetona fueron tomadas del trabajo de Kun et al. [73] y el método presentado en Hailong et al. [74] para el cálculo de la conductividad térmica. El valor de densidad y calor latente de vaporización de la solución fueron determinados por el modelo desarrollado en este trabajo en las condiciones especificadas. La Tabla 4.4 recopila los valores de distintas propiedades de transporte para las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃, NH₃/(LiNO₃+H₂O) y CO₂/acetona.

Tabla 4.4 Comparación de las propiedades de transporte de los fluidos de trabajo de Oronel et al. [29] y Táboas [31] con la mezcla CO₂/Acetona

Referencia	Fluido de trabajo	μ (mPa.s)	γ_{transf} (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	Qv (kJ/kg)
Kun et al. [73] Hailong et al.[74] Presente trabajo	CO ₂ /Acetona	0.21	0.075	803.90	288.8
Conde [72]	NH ₃ /H ₂ O	0.74	0.560	850	1074
Libotean et al.[71] Cuenca et al.[33]	NH ₃ /LiNO ₃ (1) NH ₃ /(LiNO ₃ +H ₂ O)(2)	9.53 (1) 3.32 (2)	0.348 (1) 0.353 (2)	1166.6 (1) 1117.1 (2)	1074 (1)-(2)

Condiciones de comparación: Presión: 18 bar, Temperatura: 50°C; Concentración en fracción molar del refrigerante: 0.35. **Nomenclatura:** μ : Viscosidad; γ : Conductividad térmica; ρ : Densidad; Qv : Calor latente de vaporización del refrigerante.

La viscosidad de la mezcla CO₂/acetona tiene una relación de 1:3 con respecto a la mezcla NH₃/H₂O y una relación para NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) de 1:45 y 1:15, respectivamente. El valor numérico inferior de la viscosidad de la mezcla CO₂/acetona con respecto a las mezclas comparadas, señala unas condiciones más favorables para la transferencia de calor dentro del canal del intercambiador de calor de placas. Con respecto a la conductividad térmica de la mezcla CO₂/acetona se muestra que posee un valor muy inferior con respecto a las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O). Se determina una relación de la conductividad térmica de la mezcla CO₂/acetona de 1:8 con respecto a la mezcla NH₃/H₂O y 1:6 aproximadamente para NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O). Aunque la viscosidad favorece a la transferencia de calor, la conductividad térmica es un factor determinante para el proceso de desorción. Esto contribuye a que el coeficiente de transferencia de calor y el flujo de calor en el intercambiador de calor sean inferiores para la mezcla CO₂/acetona en comparación con las otras mezclas utilizadas en la comparación.

Los valores de densidad de la mezcla CO₂/acetona calculados bajo las mismas condiciones de presión y temperatura, tienen el mismo orden de magnitud que los presentados para las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O). El calor latente de vaporización del refrigerante en el caso de la mezcla CO₂/acetona es bajo comparado con las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O), considerando que la fracción de vapor generada está principalmente compuesta por el vapor de refrigerante. El calor latente para el CO₂ tiene una relación de 1:4 aproximadamente con respecto al amoníaco. Esto quiere decir

que para una potencia determinada se requiere un área de transferencia de calor mayor para la mezcla CO₂/acetona que en el caso de las otras mezclas.

4.4 DESARROLLO DE UNA CORRELACIÓN EMPÍRICA EN EL PROCESO DE DESORCIÓN PARA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA MEZCLA CO₂/ACETONA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Táboas et al. [31] presentaron una correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor en el proceso de desorción de la mezcla NH₃/H₂O en un intercambiador de calor de placas. Los datos experimentales fueron obtenidos utilizando el mismo intercambiador de calor que el de este estudio. La correlación propuesta por los autores se basa en otras investigaciones disponibles en la bibliografía, principalmente en el trabajo de Donowski y Kandlikar [75]. En el presente trabajo se propone una correlación empírica para la predicción del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona (h_s). Asimismo, se ha determinado la desviación máxima, media y mínima entre las predicciones de la correlación propuesta y los valores experimentales del coeficiente de transferencia e calor.

4.4.1 Correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/acetona

Donowski y Kandlikar [75] propusieron una correlación predictiva para el coeficiente de transferencia de calor por evaporación del refrigerante R-134a en un intercambiador de calor de placas. Se usaron datos del intercambiador de calor de placas de Yan y Lin [68] para desarrollar correlaciones mejoradas para el coeficiente de transferencia de calor monofásico, así como el coeficiente de transferencia de calor de evaporación bifásico del refrigerante R-134a. Yan y Lin [68] usaron un intercambiador de calor formado por tres placas de acero inoxidable modelo SS-31, ángulo de placa de 60 grados, 500 mm de largo por 120 mm de ancho, espesor de placa de 0.4 mm y un paso de corrugación de 3.3 mm.

En 1991, Kandlikar [76] sugirió que los intercambiadores de calor, que sirven como evaporadores compactos pueden tratarse de manera similar para su análisis que los intercambiadores de tubos lisos aumentados. Los resultados de este estudio mostraron que su modelo fue capaz de predecir el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R-134a dentro del 10-15% de error. Donowski y Kandlikar [75] propusieron una correlación para el coeficiente de transferencia de calor por evaporación del refrigerante R-134a

tomando en cuenta dos modos de ebullición: nucleada y convectiva dominante, además realizaron una propuesta para ebullición combinada que relaciona ambos efectos.

Bergles y Rohsenow (1964) [77] concluyeron que la nucleación de una burbuja hemisférica ocurre cuando la temperatura en la interfaz del líquido alcanza la temperatura mínima requerida para la ebullición. A medida que aumenta el flujo de calor, el título de vapor disminuye, ya que el sobrecalentamiento de la pared requerido para activar una burbuja se alcanza a una temperatura de fluido más baja. Sin embargo, un aumento en el flujo másico tiene un efecto opuesto, ya que se mejora la transferencia de calor de una sola fase y la temperatura en la pared debe ser más alta para la generación de un mayor título de vapor. Esto hace que la temperatura en la superficie superior de una burbuja en fase de nucleación sea más baja, retrasando así la nucleación hasta que aumenta la temperatura del fluido. La influencia del flujo de calor, el flujo de masa, la transferencia de calor en fase líquida y las propiedades del líquido está representada por el número de ebullición (Bo).

En el modo de ebullición convectiva, la tendencia del coeficiente de transferencia de calor en dos fases con respecto al coeficiente de transferencia de calor en una fase está fuertemente influenciada por la relación entre la densidad del líquido sobre densidad de vapor (ρ_l / ρ_v). Para un título de vapor definido, una mayor relación de ρ_l / ρ_v da como resultado un mayor volumen de vapor y una mayor velocidad de la mezcla de dos fases. El resultado es similar a un aumento en el flujo másico en un flujo de una sola fase, lo que hace que la contribución convectiva aumente con la relación de densidad. Es decir, a medida que aumenta el título del vapor en una mezcla, aumenta la contribución convectiva.

En consecuencia, a medida que aumenta el número de ebullición (Bo), aumenta la relación entre el coeficiente de transferencia de calor en dos fases y el coeficiente de calor en una fase. Por otro lado, a medida que disminuye la relación entre la densidad del líquido y el vapor, la contribución convectiva se vuelve menos significativa.

Las ecuaciones propuestas en el trabajo de Donowski y Kandlikar [75] para los modos de ebullición nucleada y convectiva se presentan a continuación. La ecuación (4.1) muestra la correlación que determina el efecto de ebullición nucleada dominante, la ecuación (4.2) el efecto de ebullición convectiva dominante y la ecuación (4.3) la correlación que combina el efecto de ambos modos de ebullición.

$$h_{ND} = 0.6683 * Co^{-0.2} * (1 - q_{medio})^{0.8} * h_l * E_{CB} + 1058 * Bo^{0.7} * (1 - q_{medio})^{0.8} * F_{fl} * h_l * E_{NB} \quad (4.1)$$

$$h_{CD} = 1.1360 * Co^{-0.9} * (1 - q_{medio})^{0.8} * h_l * E_{CB} + 667.2 * Bo^{0.7} * (1 - q_{medio})^{0.8} * F_{fl} * h_l * E_{NB} \quad (4.2)$$

$$h_{NC} = [2.31 * Co^{-0.3} * E_{CB} + 667.3 * Bo^{2.8} * F_{fl} * E_{NB}] * (1 - q_{medio})^{0.003} * h_l \quad (4.3)$$

donde: h_{ND} es el coeficiente de transferencia de calor con efecto de ebullición nucleada dominante en W/m². K, h_{CD} es el coeficiente de transferencia de calor con efecto de ebullición convectiva dominante en W/m². K, h_{NC} es el coeficiente de transferencia de calor con efecto de ebullición combinada en W/m². K, Co es el número convectivo, ρ_v, ρ_L es la densidad de la solución en fase vapor y líquida, respectivamente en kg/m³, q es el título de vapor medio en la mezcla, h_l es el coeficiente de transferencia de calor de la solución en fase líquida en W/m².K, Bo es el número de ebullición, q'' es el flujo de calor en W/m², \dot{m}_s es el flujo másico de solución en kg/m². S, h_{LG} es la entalpia específica de vaporización en J/kg y F_{fl} es el parámetro característico de fricción del fluido. Para superficies de acero inoxidable, Kandlikar [76] sugiere que este parámetro dependiente de fluidos es igual a 1 para todos los fluidos.

Los factores E_{CB} y E_{NB} son factores de mejora que se aplican a la contribución de ebullición convectiva y contribución de ebullición nucleada, respectivamente. Sus valores son 0.512 y 0.338 respectivamente.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor de la solución en fase líquida (h_l) se realiza a través del procedimiento propuesto por Yan y Lin [68] en su trabajo denominado "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe". La expresión para este cálculo es expresada en la ecuación (4.4).

$$h_l = Nu_l * \gamma_l / D_h \quad (4.4)$$

donde: Nu_l : Número de Nusselt en fase líquida, γ_l es la conductividad térmica en W/m.K y D_h es el Diámetro hidráulico en metros.

En el 2012, Táboas et al. [78] realizaron un estudio sobre la transferencia de calor en la ebullición de la mezcla de NH₃/H₂O en el intercambiador de calor de placas usado en el presente trabajo. Táboas et al. [78] consideraron los criterios de ebullición en modo nucleada y convectiva explicados en Donowski y Kandlikar [75], sin embargo no emplearon directamente las correlaciones usadas. Táboas et al. [78] reportaron que el coeficiente de transferencia de calor en la ebullición nucleada es influenciado principalmente por el flujo de calor, mientras que, en la ebullición convectiva, la transferencia de calor depende principalmente del flujo de masa y el título de vapor.

Táboas et al. [78] propusieron una nueva correlación empírica que ajusta los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla NH₃/H₂O, teniendo en cuenta los modos de ebullición: nucleada o convectiva. Los autores utilizaron un criterio de transición de ebullición nucleada a ebullición convectiva en base a las velocidades superficiales de vapor y líquido en el intercambiador de calor. Si la velocidad del vapor es menor que la obtenida por la ecuación (4.5), se concluye que la ebullición es nucleada, y si es más alta, el coeficiente de transferencia de calor es el más alto del término de ebullición convectiva y nucleada.

$$V_v = -111.88 * V_l + 11.848 \quad (4.5)$$

Los términos V_l y V_v corresponden a la velocidad superficial del líquido y velocidad superficial del vapor, respectivamente. Estas son calculadas por las siguientes ecuaciones:

$$V_l = \frac{\dot{m}_s * (1 - q_{medio})}{\rho_l} \quad (4.6)$$

$$V_v = \frac{\dot{m}_s * (q_{medio})}{\rho_v} \quad (4.7)$$

donde: \dot{m}_s es el flujo másico de solución en kg/m².s¹, q_{medio} es el título de vapor medio, ρ es la densidad de la solución en cada fase en kg/m³, V_v es la velocidad superficial del vapor en m/s, V_l es la velocidad superficial de líquido en m/s.

Táboas et al. [78] propusieron que el modo de ebullición nucleada es influenciado por el coeficiente de transferencia de calor de la fracción líquida monofásica (h_l) de la mezcla NH₃/H₂O y el número de ebullición (Bo). El número de ebullición a su vez toma en cuenta el efecto del flujo de calor con respecto al flujo másico de solución y la entalpía de vaporización [68]. La correlación para determinar el coeficiente de transferencia de calor de la solución en modo de ebullición nucleada, y el número de ebullición se muestran en las ecuaciones (4.8) y (4.9), respectivamente.

$$h_{s_nucl} = 5 * Bo^{0.15} * h_l \quad (4.8)$$

$$Bo = q'' / (\dot{m}_s * h_{fg}) \quad (4.9)$$

donde: h_{s_nucl} es el coeficiente de transferencia de calor de la solución en ebullición nucleada en W/m². K, Bo es el número de ebullición, h_l es el coeficiente de transferencia de calor de la fracción líquida monofásica en W/m². K, q'' es el flujo de calor en W/m², h_{fg} es la entalpia específica de vaporización en J/kg,

En el caso que se genere ebullición convectiva, el coeficiente de transferencia de calor en modo de ebullición convectiva se calcula por la ecuación (4.10).

$$h_{s_conv} = F * h_l \quad (4.10)$$

donde F es el factor de corrección para ebullición convectiva

El factor de corrección para ebullición convectiva (F) es calculado a través de la ecuación presentada por Bennett y Chen [79], aquí propusieron el uso del multiplicador de dos fases de Chisholm (ϕ). Margat et al. [80] mejoraron esta correlación y proponen el factor de corrección convectiva (F) como se muestra en la ecuación (4.11).

$$F = (\phi^2)^{0.2} \quad (4.11)$$

En los resultados experimentales presentados por Táboas et al. [78] se observaron diferentes tendencias en el coeficiente de ebullición. Para flujos de masa de $G = 100$ kg/s. m² y superiores, hubo una transición de ebullición nucleada a ebullición convectiva, mientras que para flujos de masa entre $G = 50$ y 70 kg/s. m², se determinó solamente ebullición en modo nucleada. Este ajuste tuvo un error cuadrático medio entre datos experimentales y calculados por la correlación de 8%.

En el presente trabajo, se ha realizado un ajuste de parámetros en base a las correlaciones propuestas por Táboas et al.[78] y Donowski y Kandlikar [75]. Los resultados obtenidos muestran que según el criterio expuesto en Táboas et al.[78] y Donowski y Kandlikar [75], todos los casos del presente trabajo se encuentran en modo de ebullición nucleada. La velocidad del vapor es menor que la obtenida por la ecuación (4.9), el orden de magnitud en los valores de velocidad superficial de vapor calculada para este estudio se situó en el intervalo entre 4 y 48×10^{-2} m/s. Por otro lado, se cumple que el número de ebullición (Bo) aumenta si la relación h_{NC} / h_L también lo hace.

Considerando que el trabajo de Táboas et al. [78] fue basado en la investigación de Donowski y Kandlikar [75], se ha decidido considerar este último como una solución más general para la correlación de los datos experimentales del coeficiente de transferencia de

calor de la solución CO₂/acetona. La ecuación (4.12) muestra la correlación ajustada para los datos del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona.

$$h_{s_corr} = (0.206 * Co^{2.023} + 819.948 * Bo^{1.316})(1 - q_{medio})^{0.0047} * h_l \quad (4.12)$$

donde Co es el número de convección, ρ es la densidad en cada fase en kg/m³, Bo es el número de ebullición, q_{medio} es el título de vapor medio y h_l es el coeficiente de transferencia de calor en fase líquida.

Para el ajuste de los coeficientes de la correlación propuesta se han utilizado 50 ensayos experimentales del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona. Este ajuste ha mostrado una desviación media de 13.3% y una máxima de 35.9% entre los datos experimentales y calculados por la correlación del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/Acetona. Se ha obtenido que la correlación genera una desviación media superior al 20% solamente en un 12% del total de casos experimentales.

4.4.2 Comparación de las predicciones de la correlación propuesta con los datos experimentales

Se realizó una comparación de los valores experimentales con los determinados por la correlación propuesta para la determinación del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona.

La figura 4.13 muestra los valores experimentales del coeficiente de transferencia de calor de la solución y las predicciones de la correlación empírica propuesta, en función del título de vapor medio en el intercambiador para una fracción másica de CO₂ de a) 22%, b) 25%, c) 28% y d) 31% en la mezcla CO₂/acetona, respectivamente.

En la tabla 4.5 se presenta un resumen de la desviación máxima, media y mínima de la comparación de datos experimentales y determinados por la correlación propuesta. Estos resultados se presentan para el intervalo de fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona estudiado (22 a 31%). Se muestra también el valor en kW/m²K correspondiente a cada una de las desviaciones.

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

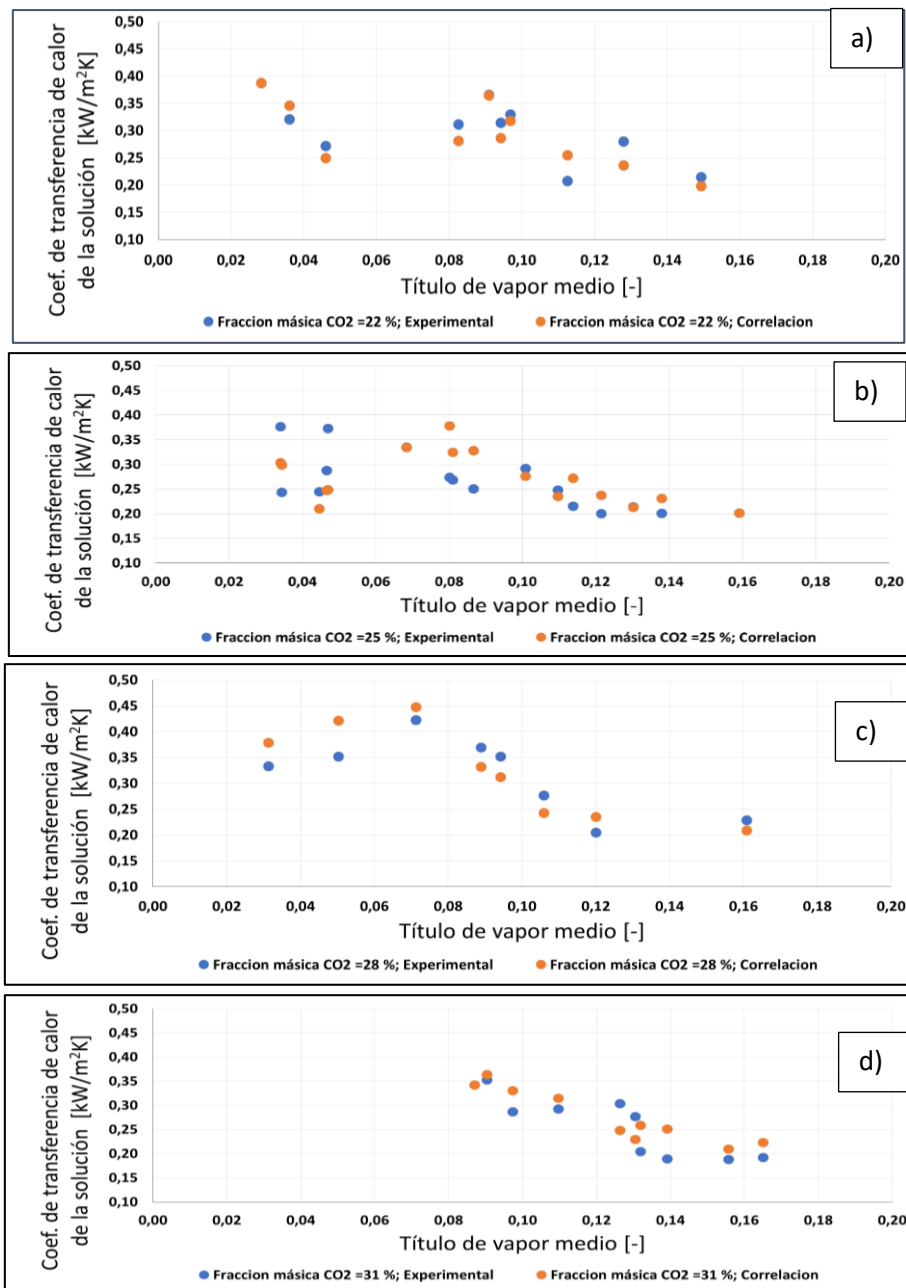


Figura 4.13 Comparación de valores experimentales (h_s) y calculados por medio de correlación (h_{s_corr}) del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona a una fracción mática de CO₂ en acetona de: a) 22%; b) 25%, c) 28%, d) 31%

Los valores de desviación máxima, media y mínima entre valores experimentales y determinados por la correlación empírica para h_s se presentan en la tabla 4.5.

Tabla 4.5 Desviaciones determinadas entre datos experimentales y por correlación del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/acetona.

Fracción másica de CO ₂ en la mezcla CO ₂ /acetona (%)	Desviación mínima (%)	Valor en (kW/m ² K)	Desviación media (%)	Valor en (kW/m ² K)	Desviación máxima (%)	Valor en (kW/m ² K)
22	0.2	0.01	7.5	0.025	20.5	0.047
25	0.2	0.01	18.5	0.045	35.9	0.124
28	0.3	0.02	13.1	0.034	12.8	0.046
31	0.07	0.001	15.1	0.035	20.1	0.055

La tabla 4.5 muestra que se obtiene un mejor ajuste entre los datos experimentales y calculados por la correlación propuesta en una fracción másica entre 28 y 31%. La mayor desviación media entra datos experimentales y calculados se da cuando la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona es de 25%, este valor es 0.045 kW/m²K que corresponde a un 35.9%.

A continuación, la figura 4.14 presenta el conjunto de datos agrupados de h_s en función de h_{s_corr} . Esta figura muestra una tendencia lineal entre los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona experimentales y obtenidos por la correlación empírica propuesta. El intervalo de valores en el cual se encuentra esta comparación de h_s está entre 0.20 y 0.45 kW/m²K. Los valores de h_s más altos calculados corresponden a una concentración en fracción másica de CO₂ de 28% en la mezcla CO₂/acetona. De forma global, se ha obtenido el valor de las desviaciones media, máxima y mínima para todo el conjunto de datos experimentales y calculados por la correlación. Estos valores de desviación son: 0.036, 0.124 y 0.01 kW/m²K que corresponden a un 13.1, 35.9 y 0.1%, respectivamente.

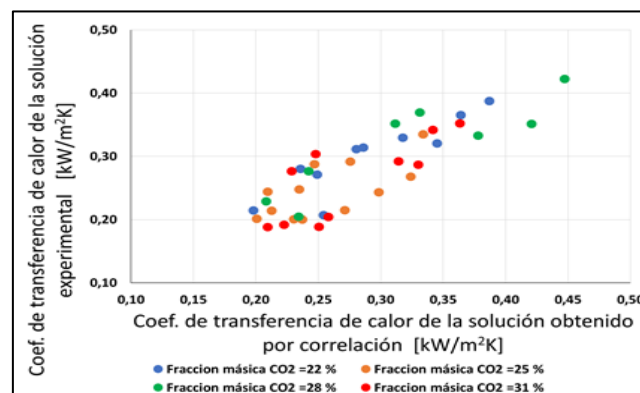


Figura 4.14 Conjunto de valores experimentales de h_s y determinados por correlación (h_{s_corr}) del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla CO₂/acetona

4.5 DISEÑO TÉRMICO DE UN DESORBEDOR CON INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

En este apartado se presenta la metodología utilizada en el diseño de un desorbedor funcionando con la mezcla CO₂/acetona como fluido de trabajo para una bomba de calor de compresión/resorción de 10 kW de potencia nominal en resorbedor.

La carga térmica requerida en el desorbedor, flujo másico de solución, flujo másico externo de agua de calentamiento, temperaturas a la entrada y salida en ambas corrientes del desorbedor han sido determinados a partir de la simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor presentada en el capítulo 2. Para el diseño del desorbedor se llevó a cabo un proceso de cálculo iterativo en donde se evaluaron parámetros específicos de la configuración de flujo y de los procesos de transferencia de calor y masa, así como características geométricas del intercambiador de calor usado. A continuación, se presenta la metodología utilizada para la determinación del coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento, coeficiente de transferencia de calor global y de la solución, área requerida para la carga térmica requerida, pérdida de carga en el componente y especificaciones del intercambiador.

4.5.1 Condiciones de operación y metodología para el diseño de un desorbedor utilizando la mezcla CO₂/acetona como fluido de trabajo y un intercambiador de calor de placas

El primer paso para el diseño del desorbedor es determinar las condiciones de operación del componente del equipo que integrará el ciclo de bomba de calor de compresión/resorción. Se ha partido de un valor de potencia nominal en el absorbedor para un ciclo una bomba de calor de compresión/resorción para determinar las condiciones de operación del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas. Las condiciones de operación fijadas para el diseño del desorbedor en la simulación del ciclo de bomba de calor se enuncian a continuación.

- Temperatura de la solución a la salida del desorbedor. $T_{[4]} = 40^{\circ}\text{C}$.
- Salto de temperatura entre fuente y sumidero del ciclo de bomba de calor.
 $T_{[11]} - T_{[4]} = 30^{\circ}\text{C}$.
- Presión alta del ciclo de bomba de calor. $P_{alta} = 30 \text{ bar}$.

Nota: Los sub índices corresponden a la disposición del esquema mostrado en la figura 2.4

Antes de realizar el diseño del componente debe verificarse que la pérdida de carga es aceptable para la presión de trabajo del componente. El cálculo de la pérdida de carga para el desorbedor se basa en el procedimiento explicado en Táboas et al. [78]. En este trabajo se explica que la caída de presión total en el intercambiador de calor de placas ΔP_{total} es la suma de la caída de presión por fricción ΔP_f , la caída de presión estática (altura de elevación) ΔP_{est} , la caída de presión de momento (aceleración) ΔP_{mom} y la caída de presión en los puertos del intercambiador ΔP_{pt} . La relación que muestra la caída de presión se expresa en la ecuación (4.13).

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_{est} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{pt} \quad (4.13)$$

La caída de presión por fricción ΔP_f se calcula con un factor de fricción de dos fases (f_{fases}), según la ecuación (4.14). Este factor de fricción se correlaciona en términos de un número de Reynolds equivalente como se indica en la ecuación (4.15), siendo \dot{m}_{equi} obtenido por la ecuación (4.16).

$$\Delta P_f = f_{fases} \cdot \frac{2 \cdot \dot{m}_s^2 \cdot q_{medio} \cdot L}{D_h} \quad (4.14)$$

$$Re_{equi} = \frac{\dot{m}_{equi} \cdot D_h}{\mu} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{equi} = \dot{m}_s \cdot \left[(1 - q_{medio}) + q_{medio} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (4.16)$$

Han et al. [81] (2003) utilizaron este enfoque incluyendo los parámetros geométricos de un intercambiador de calor de placas como lo hicieron Táboas et al. [78]. La correlación utilizada para la determinación del factor de fricción f_{fases} , se expresan en el orden que se presenta en las ecuaciones (4.17) a (4.18).

$$f_{fases} = \dot{m}_{equi3} \cdot Re_{equi}^{\dot{m}_{equi4}} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{equi3} = 64 \, 719 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-5.27} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-3.03} \quad (4.18)$$

$$\dot{m}_{equi4} = -1.314 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.62} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0.47} \quad (4.19)$$

donde: f_{fases} es el factor de fricción de dos fases, \dot{m}_s es el caudal másico de solución en kg/m².s, \dot{m}_{equi} es el caudal másico equivalente en kg/m².s, Re_{equi} es el número de Reynolds equivalente, q_{medio} es el título de vapor medio entre entrada y salida del intercambiador, L es la longitud característica del intercambiador en metros, D_h es el diámetro hidráulico del intercambiador en metros, ρ_l es la densidad de la solución en fase líquida en kg/m³, ρ_v es la densidad de la solución en fase vapor en kg/m³, β es el ángulo de placa del intercambiador y Λ es el paso de corrugación en el intercambiador en metros.

Las caídas de presión de momento (ΔP_{mom}) y estática (ΔP_{est}) se estimaron mediante el modelo homogéneo para flujo de dos fases según las ecuaciones (4.20) y (4.21), respectivamente.

$$\Delta P_{mom} = \dot{m}_s^2 * \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) * q_{medio} \quad (4.20)$$

$$\Delta P_{est} = g * \rho_M * L \quad (4.21)$$

donde: g es la constante gravitacional y ρ_M es la densidad media de dos fases entre la entrada y la salida del intercambiador en kg/m³

La densidad media de dos fases es calculada según la ecuación (4.22).

$$\rho_M = \left[\frac{q_{medio}}{\rho_v} + \frac{(1-q_{medio})}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (4.22)$$

La caída de presión en los puertos de entrada y salida del intercambiador (ΔP_{pt}) se calcula a partir de la ecuación (4.23).

$$\Delta P_{pt} = 1.5 * \left(\frac{\dot{m}_s^2}{2 * \rho_M} \right) \quad (4.23)$$

El objetivo del diseño térmico del desorbedor es determinar el tamaño necesario del componente para responder funcionalmente a la demanda del calor requerido para la aplicación. Para la determinación del área requerida es necesario la utilización de las ecuaciones de transferencia de calor que relacionan el cambio de temperatura de ambas corrientes en el intercambiador de calor y sus propiedades termodinámicas. Estos parámetros se relacionan como se muestra en las ecuaciones (4.24) y (4.25).

$$Q_{des} = U_G * A_{transf} * DTML \quad (4.24)$$

$$DTML = \frac{(T_{ing_a} - T_{sal_s}) - (T_{sal_a} - T_{ing_s})}{LN\left(\frac{T_{ing_a} - T_{sal_s}}{T_{sal_a} - T_{ing_s}}\right)} \quad (4.25)$$

donde: Q_{des} es la carga térmica en el desorbedor en kW, U_G es el coeficiente global de transferencia de calor en kW/m².K, A_{transf} : es el área de transferencia de calor en el intercambiador de calor en m², $DTML$ es la diferencia de temperaturas media logarítmica, T_{ing_a} es la temperatura de ingreso de agua al intercambiador en °C, T_{sal_a} es la temperatura de salida de agua del intercambiador en °C, T_{ing_s} es la temperatura de ingreso de solución al intercambiador en °C, T_{sal_s} es la temperatura de salida de solución del intercambiador en °C.

El coeficiente global de transferencia de calor es calculado a partir del coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona (h_s), el coeficiente de transferencia de calor del lado agua (h_a) y especificaciones geométricas del intercambiador de calor usado. En el presente trabajo el coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona (h_s) es determinado por medio de la correlación empírica propuesta en este capítulo. La relación para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se expresa en la ecuación (4.26).

$$U_G = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_a} + \frac{e}{\gamma_{transf}}} \quad (4.26)$$

donde: U_G es el coeficiente global de transferencia de calor en kW/m².K, h_s es el coeficiente de transferencia de calor de solución en kW/m².K, h_a es el coeficiente de transferencia de calor de agua de calentamiento en kW/m².K, e es el espesor de placa del intercambiador en metros y γ_{transf} es la conductividad térmica de placa del intercambiador en W/m.K

Por otro lado, es necesario el cálculo del área requerida para la transferencia de masa de solución. La comparación de esta área con el área obtenida a partir de la carga térmica permite determinar un área que satisfaga los requisitos de la transferencia de calor y masa. La fórmula para la determinación del área de transferencia de masa se enuncia en la ecuación (4.27).

$$\dot{m}_{des} = \frac{(q_{sal} - q_{ing}) \cdot \dot{m}_s}{A_{masa}} \quad (4.27)$$

donde: \dot{m}_{des} es el flujo másico de desorción en kg/s, \dot{m}_s es el flujo másico de solución en kg/s, q_{ing} es el título de vapor al ingreso del intercambiador, q_{sal} es el título de vapor a la salida del intercambiador y A_{masa} es el área de transferencia de masa, m²

A partir de este punto se inicia un cálculo siguiendo un proceso iterativo vigilando que los valores del coeficiente de transferencia de calor de la solución y del agua de calentamiento se encuentren dentro de los rangos de operación definidos para la operación del ciclo de bomba de calor. Es decir, se debe asegurar que los valores de los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt de la solución en proceso de ebullición y del agua de calentamiento se encuentren dentro de los intervalos de validez de las correlaciones empleadas para su determinación. Por último, se calcula el número de canales de solución, canales de agua de calentamiento y número de placas que ha de tener el intercambiador de calor diseñado. Estos cálculos se enuncian en las ecuaciones (4.28) a (4.30). El área máxima (A_{max}) se toma del mayor valor de la comparación de A_{masa} y A_{trans} y el área del canal (A_{canal}) corresponde al valor del intercambiador usado en este estudio.

$$N_{CS} = \frac{A_{max}}{A_{canal}} \quad (4.28)$$

$$N_{CA} = N_{CS} + 1 \quad (4.29)$$

$$N_P = 2 * N_{CA} \quad (4.30)$$

donde: A_{max} es el área máxima de transferencia de calor en m², A_{canal} es el área de la superficie por canal del intercambiador en m², N_{CS} es el número de canales de solución, N_{CA} es el número de canales del agua de calentamiento y N_P es el número de placas del intercambiador

4.5.2 Resultados del diseño térmico del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas

La tabla 4.6 presenta los resultados del cálculo de la pérdida total de carga (ΔP_{total}), se toma en cuenta las pérdidas por fricción (ΔP_f), la caída de presión estática o altura de elevación (ΔP_{est}), la caída de presión de momento o aceleración (ΔP_{mom}) y la caída de presión en los puertos del intercambiador (ΔP_{pt}).

Tabla 4.6 Pérdida de carga calculada para el diseño térmico del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas

Parámetro	Valor
Pérdida de carga por fricción (bar), ΔP_f	0.638
Pérdida de carga estática (bar), ΔP_{est}	9×10^{-3}
Pérdida de carga de momento (bar), ΔP_{mom}	6.555×10^{-5}
Pérdida de carga entre puertos (bar), ΔP_{pt}	6.296×10^{-5}
Pérdida total de carga (bar), ΔP_{total}	0.647
Factor de fricción (bar), f_{ases}	2.836

Capítulo 4. Estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/Acetona

Se muestra que los valores más altos de pérdida de carga corresponden a la pérdida por fricción y carga estática, las pérdidas de carga por momento y por la longitud entre puertos, son valores que pueden considerarse despreciables. La presión de trabajo del desorbedor diseñado corresponde a 11.2 bar, como se puede ver en la tabla 4.4 la pérdida total de carga en el componente corresponde a un valor de 0.647 bar. Este valor representa una pérdida de presión de 6.2%, lo que se considera aceptable para el diseño.

Se han obtenido los requerimientos de diseño térmico del desorbedor para una potencia nominal en el resorbedor de 10 kW para el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción, estos se muestran en la tabla 4.7.

Tabla 4.7 Requerimientos para el diseño del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas

Parámetro	Valor
Flujo másico de solución (kg/s)	0.379
Flujo de agua de calentamiento (kg/s)	0.151
Carga térmica nominal del resorbedor (kW)	10.00
Carga térmica requerida en el desorbedor (kW)	3.15
COP del ciclo de bomba de calor (-)	1.46

Los valores de los coeficientes de transferencia de calor y los números adimensionales (Re, Pr, y Nu) correspondientes utilizados en el diseño térmico del desorbedor se presentan en la tabla 4.8.

Tabla 4.8 Parámetros termodinámicos para el diseño del desorbedor usando intercambiadores de calor de placas

Parámetro	Valor
Coefficiente de transferencia de calor de la solución (kW/m ² .K); h_s	1.110
Coefficiente de transferencia de agua de calentamiento (kW/m ² .K); h_a	3.207
Coefficiente global de transferencia de calor de la solución (kW/m ² .K); U_G	0.808
Número de Reynolds del agua de calentamiento (-)	320.738
Número de Prandtl del agua de calentamiento (-)	4.062
Número de Nusselt del agua de calentamiento (-)	20.139
Fracción másica de CO ₂ disuelto en acetona (%)	23

Como se muestra en la tabla 4.8 el coeficiente de transferencia de calor del agua de calentamiento (h_a) es 3 veces mayor que para el lado solución (h_s), esto indica que U_G tiene una mayor influencia en el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona por el lado del agua de calentamiento del intercambiador que por el de la solución. Teniendo en cuenta el intervalo de validez de la correlación de Kumar (1984) [67], se consideró un valor máximo del número de Reynolds de 400. Para el lado de la solución se seleccionó un número de Reynolds de 500, que es un valor promedio en el cual se efectuaron los ensayos

experimentales en este trabajo. La fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona a la cual se realiza el diseño del desorbedor se encuentra dentro del intervalo de los ensayos experimentales realizados.

Se ha seguido la metodología propuesta anteriormente para determinar el área requerida para satisfacer la carga térmica definida en el desorbedor. Es importante remarcar que se ha tomado el valor más alto entre el área calculada en base a la transferencia de calor y el área calculada en base a la transferencia de masa. Los resultados de área, número de canales de solución y del agua de calentamiento, así como el número de placas del intercambiador de calor se muestran en la tabla 4.9.

Tabla 4.9 Resultados geométricos requeridos para el diseño del desorbedor usando un intercambiador de calor de placas

Parámetro	Valor
Área transferencia de calor (m ²), A_{transf}	1.015
Área de transferencia de masa (m ²), A_{masa}	0.909
Número de canales para la solución (-)	11
Número de canales para el agua de calentamiento (-)	12
Número de placas del intercambiador de calor de placas (-)	24

El área de transferencia de calor necesaria se determinó a partir de la ecuación de transferencia de calor que involucra el coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente fue calculado a partir del coeficiente de transferencia de calor de la solución, del agua de calentamiento y las características geométricas del intercambiador usado (Ecuación 4.30). Para alcanzar una potencia nominal de 10 kW en el resorbedor y una carga térmica correspondiente de 3.15 kW en el desorbedor, el desorbedor debería estar constituido por 24 placas. Dando lugar a 11 canales en el lado de solución y 12 canales en el lado del agua de calentamiento. Se estima una baja velocidad del flujo de solución en los caudales (0.035 m/s), que se encuentra en el mismo orden de magnitud de la calculada para el lado de agua de calentamiento (0.050 m/s). La baja velocidad reduce la probabilidad de turbulencia, lo que guarda relación con los números de Reynolds calculados. Pranit et al.[82] concluyeron que para intercambiadores de calor de placas los números de Reynolds de menos de 1200 describen la condición de flujo laminar, por otro lado, en números de Reynolds por encima de 2000 la condición se describe como flujo turbulento. En el presente trabajo se decidió trabajar con caudales másicos de solución y agua de calentamiento en el orden de 0.005 kg/s, con un Reynolds de hasta 500 en ambas corrientes para lograr un flujo continuo y constante en los canales del intercambiador de calor de placas.

4.6 CONCLUSIONES

Para la realización de los ensayos experimentales del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas se definieron 5 variables independientes y sus intervalos de variación, estas son: presión de operación (P_{ensayo}) entre 10 y 18 bar, a una fracción másica de CO₂ (X_{CO_2}) disuelto en acetona entre 22 y 31%, temperatura de entrada en el agua de calentamiento (T_{fuente}) de 40 a 60°C, y una diferencia de temperaturas media logarítmica ($DTML$) entre 5 y 20°C. Los parámetros estudiados para caracterizar la transferencia de calor y masa en el intercambiador son: coeficiente de transferencia de calor de la mezcla (h_s), flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}), título de vapor medio en el desorbedor (q_{medio}), y flujo de calor en el intercambiador (q'').

El coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona se obtuvo en el intervalo de 0.10 a 0.52 kW/m². K. Los valores más altos calculados de h_s se obtienen con una temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor de 40°C. Una diferencia de temperatura media logarítmica ($DTML$) entre 5 y 12°C favorece a la transferencia de calor en la solución, si esta diferencia aumenta entonces h_s disminuye. No se obtuvieron resultados con $DTML$ mayor a 20°C, debido a limitaciones técnicas del equipo experimental. El aumento de la presión desde 10 a 18 bar influye un crecimiento de h_s hasta un valor máximo, definido por cada fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona (22 a 31%), una vez que h_s alcanza un valor máximo, decrece a una presión más alta.

El título de vapor medio de la solución calculado en el canal central del intercambiador de calor (q_{medio}) tiene su principal influencia en la presión de ensayo y la temperatura de agua de calentamiento a la entrada del desorbedor. Si la mayor presión de ensayo aumenta en un intervalo de 10 a 18 bar, la solución puede entrar en fase de saturación y subenfriamiento. El valor más alto del título de vapor medio calculado en el intercambiador de calor es 0.162, q_{medio} aumenta si la concentración en fracción másica de CO₂ disuelto en acetona también lo hace desde 22 a 31%. Un valor alto de la temperatura en el agua de calentamiento a la entrada del desorbedor (60°C) y una diferencia de temperaturas media logarítmica entre 5 y 12°C, generan un título de vapor medio en el desorbedor entre 10 y 15%.

El flujo de calor de solución (q'') se incrementa si la fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona también lo hace desde 22 a 31%. El intervalo del flujo de calor calculado en

las condiciones de operación en las que se realizó las experiencias es 1.5 a 5.1 kW/m². El flujo de calor en el intercambiador de calor aumenta en una tasa de hasta 50% si la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) aumenta de 5 a 20°C. El valor del flujo de calor se ve reducido si a una presión de ensayo constante, T_{fuente} aumenta de 40 a 60°C. El aumento de la presión de ensayo (10 a 18 bar) influye sobre el flujo de calor en el intercambiador de calor de placas, q'' aumenta hasta un valor máximo definido por cada fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona, una vez alcanzado este valor máximo, q'' desciende a presiones más altas.

El análisis del flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) es importante para el diseño térmico de un desorbedor usando un intercambiador de calor de placas. Se ha mostrado que el flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) incrementa su valor cuando a una constante presión de ensayo aumenta la temperatura del agua de calentamiento a la entrada del desorbedor, de 40 a 60°C. Una presión de ensayo ascendente de 10 a 18 bar, influye en un crecimiento de \dot{m}_{des} , hasta un valor máximo definido por la fracción másica de CO₂ disuelto en acetona (21 a 31%). El intervalo del flujo másico de desorción calculado es 0.002 a 0.005 kg/sm².

A partir del estudio paramétrico de los datos experimentales presentado en este capítulo se recomiendan las siguientes condiciones de operación para el desorbedor de una bomba de calor de compresión/resorción con la mezcla CO₂/acetona:

- Fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. X_{CO_2} : 22-25%.
- Diferencia de temperaturas media logarítmica. $DTML$ entre 5 y 12°C.
- Temperaturas de la fuente de calor. T_{fuente} entre 40 y 50°C
- Presión de operación baja. 10 – 14 bar

Los resultados obtenidos de los parámetros de transferencia de calor para la solución CO₂/Acetona tienen un orden de magnitud inferior al reportado para las mezclas NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O). La comparación de valores en las propiedades termodinámicas de diferentes mezclas usadas en ciclos de refrigeración permite concluir que la viscosidad dinámica y conductividad térmica influye directamente sobre el proceso de desorción generado en el canal central del intercambiador de calor de placas. Un valor bajo de conductividad térmica en el CO₂ (0.075 W/m. K) limita la transferencia de calor durante el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona. Una viscosidad baja (0.21 mPa.s) calculada en la mezcla CO₂/acetona indica una mejora en la transferencia de calor

comparado con otras mezclas. El calor latente del dióxido de carbono ($288.8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) en comparación con el de amoníaco puro ($1074 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), explica la necesidad de una diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) entre 5 y 12°C para la generación del proceso de desorción de la solución CO₂/acetona en un intercambiador de placas.

Se ha revisado fuentes de literatura abierta que proponen correlaciones empíricas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en modo de ebullición nucleada y convectiva para distintas mezclas y fluidos puros. Los criterios aplicados para clasificar el modo de ebullición en los cuales se obtuvieron resultados experimentales del presente trabajo fueron tomados de literatura disponible. Se ha concluido que los resultados experimentales del presente trabajo referentes a la transferencia de calor, corresponden a ebullición nucleada. Se ha desarrollado una correlación empírica para la predicción del coeficiente de transferencia de calor en el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en intercambiadores de calor de placas. Las desviaciones media, máxima y mínima entre los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla y las predicciones de la correlación son del orden de 15.1% , 35.9 y 0.1% , respectivamente.

Se ha realizado el diseño térmico de un desorbedor usando un intercambiador de calor de placas. Los parámetros y condiciones de operación utilizados en el diseño fueron obtenidos a partir de la simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona y las características geométricas del intercambiador de calor en el cual se realizaron los ensayos experimentales. Se seleccionó una potencia nominal del resorbedor de la bomba de calor de 10 kW , una temperatura en la fuente de calor de 40°C , y un salto de temperatura con sumidero de calor de 30°C . La carga térmica del desorbedor en estas condiciones es de 3.15 kW . Se ha determinado que para una potencia nominal de 10 kW en el absorbedor del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona, es necesaria un área de transferencia de calor mínima de 1.01 m^2 en el desorbedor, además se ha determinado que un intercambiador de calor de placas que opere como desorbedor deba estar formado por 11 canales internos para la solución, 12 para el agua de calentamiento, y 24 placas en total. Se determinó una pérdida de carga en el desorbedor de 0.638 bar , que representa un valor factible para el diseño de este componente.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES GENERALES Y PERSPECTIVA DE TRABAJOS FUTUROS

Capítulo 5. Conclusiones generales y perspectiva de trabajos a futuro

5.1 CONCLUSIONES GENERALES

A continuación, se presentan las conclusiones generales de esta tesis doctoral. Se ha separado este capítulo en cuatro bloques que resumen los aportes principales de la investigación.

5.1 Determinación de propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona

De la revisión bibliográfica de la demanda de calor industrial en Europa se ha determinado que existen niveles térmicos en donde la tecnología de bomba de calor puede ser implementada, de manera específica para las industrias alimenticia, papelera, y tabacalera con temperaturas requeridas de hasta 150°C.

De la revisión de trabajos de ciclos de bomba de calor para refrigeración y calefacción, se ha identificado como una opción tóxica, contaminante y limitada el uso de mezclas de amoníaco como fluido de trabajo. Se ha identificado al CO₂ como un potencial refrigerante sustituto por sus características de no toxicidad y disponibilidad comercial. El uso de CO₂ como refrigerante representa desafíos para la tecnología de bomba de calor, principalmente el desarrollo de componentes con materiales que soporten altos niveles de presión (>50 bar).

Se propone como mezcla de trabajo al dióxido de carbono (CO₂) disuelto en acetona en base a la disponibilidad de datos experimentales de equilibrio de la mezcla en un intervalo de temperatura atractivo para su uso en un ciclo de bomba de calor por compresión/resorción

La combinación de la ecuación de estado de Peng-Robinson (PR) junto con el parámetro de interacción binaria obtenido a partir de los datos experimentales encontrados en la literatura es adecuada para la determinación de las propiedades termodinámicas de la mezcla CO₂/acetona.

Se ha realizado un ajuste de mínimos cuadrados entre los datos experimentales obtenidos en la bibliografía de la fracción molar de CO₂ en fase líquida y fase vapor de la mezcla CO₂/acetona, y se han determinado los parámetros de interacción binaria de la mezcla para cada temperatura y para el rango entre 15 y 120°C. A partir de los parámetros de interacción binaria se ha determinado el coeficiente de fugacidad de cada componente de la mezcla y

en base a esto se ha determinado valor del factor $K=y/x$. De este ajuste se ha determinado una desviación máxima entre datos experimentales y calculados por la ecuación de Peng-Robinson de 6.21%, 8.70 y 4.28%, para un intervalo de temperaturas de 15 a 40, 40 a 60 y 60 a 120°C, respectivamente.

De la determinación de propiedades de equilibrio líquido-vapor, se ha obtenido el diagrama de presión de vapor y $PTXY$ de la mezcla CO₂/acetona en un intervalo de temperatura entre 15 y 120°C, presión entre 12 y 120 bar y fracción molar de CO₂ entre 0 y 1.

De ecuaciones para la determinación de propiedades termodinámicas y la ecuación de estado de Peng-Robinson, se ha determinado la densidad, entalpía y entropía en su fase líquida y fase vapor para la mezcla CO₂/acetona. Para el caso de la determinación de la densidad en la fase líquida de la mezcla se ha utilizado la corrección de volumen de Peneloux et al. [60]. De la comparación entre valores experimentales y calculados se ha determinado una desviación máxima para la densidad de la mezcla en fase líquida y vapor de 2.45% y 4.11%, respectivamente y un 5.35% para la entalpía de exceso de la mezcla.

5.2 Simulación termodinámica del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción

Del balance de masa y energía y una serie de hipótesis de los estados del fluido a la salida y entrada de los componentes del ciclo se ha realizado la simulación para el estudio termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión /resorción usando la mezcla CO₂/acetona.

Del diagrama de presión de vapor y de las propiedades determinadas de la mezcla CO₂/acetona se han definido cinco variables independientes para la simulación del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión/resorción. Estas variables y sus intervalos de operación son: presión alta del ciclo entre 30 y 50 bar, diferencia de composición entre la concentración global de CO₂ en la mezcla y solución pobre (Δx) entre 0.10 y 0.20, temperatura de la solución a la salida del desorbedor (Fuente de calor) entre 30 y 70°C, temperatura de la solución a la salida del resorbedor (Sumidero) entre 50 y 110°C y caudal másico de vapor entre 0.5 y 1 kg/s.

Del estudio paramétrico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción con la mezcla CO₂/acetona se concluye que se puede alcanzar una temperatura en el sumidero de

calor de hasta 100°C con un salto térmico de hasta 40°C, una fracción másica de CO₂ de hasta 31% y una presión máxima de alta en el ciclo de 50 bar. A presiones mayores de alta en el ciclo, la temperatura de producción de calor puede sobrepasarse.

El mejor valor de *COP* de 3 determinado en el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción se obtiene con una temperatura de producción de calor de 50°C, un salto térmico de 20°C, un Δx de 0.20 y una presión de alta de 30 bar. Se ha determinado un *COP* de 1.8 para una temperatura de producción de calor 100°C, un salto térmico de 30°C, un Δx de 0.20 y una P_{alta} de 40 bar. Lo que indica que se mantiene valores de *COP* altos a temperaturas altas en el sumidero de calor. El promedio de la relación de presión obtenido durante la simulación del ciclo para bomba de calor es 2.3. La influencia del cambio de caudal másico de vapor en el ciclo de bomba de calor no es determinante sobre la eficiencia del ciclo.

La relación de caudales de solución y de vapor del ciclo ($f = m_{líquido}/m_{vapor}$) muestra valores más altos si $\Delta x = 0.10$. El intervalo calculado de f para los casos de estudio realizados se encuentra entre 2.5 y 7.1. La variable más influyente sobre la relación de caudales es la concentración molar de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona. El aumento de temperatura de la solución a la salida del desorbedor, la presión alta del ciclo y el valor en el caudal másico de vapor no representan una influencia relevante para la variación de f .

5.3 Estudio experimental del proceso de desorción en un intercambiador de calor de placas

Del estudio del modelo termodinámico del ciclo de bomba de calor por compresión/resorción y de las características geométricas y limitantes de un intercambiador de calor de placas a ser usado como desorbedor, se definieron las condiciones de operación para el estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona.

Se diseñó y construyó un equipo experimental para caracterizar el proceso de desorción en la transferencia de calor y masa de la mezcla CO₂/acetona en un intercambiador de calor de placas.

Las variables independientes y correspondientes intervalos de operación del equipo experimental son: fracción másica de CO₂ en la mezcla CO₂/acetona entre 22 y 31%,

presión de ensayo entre 10 y 18 bar, temperatura en la fuente de calor (Fluido de calentamiento: Agua) entre 40 y 60°C, diferencia de temperaturas media logarítmica (*DTML*) entre 5 y 20°C, y un caudal másico promedio de solución y fluidos externos para calentamiento y enfriamiento de 5×10^{-3} kg/s, aproximadamente.

De la puesta en marcha del equipo experimental se definió que un ensayo experimental es conformado por dos etapas: i) etapa de estabilización de condiciones de ensayo y ii) medición y almacenamiento de datos obtenidos en régimen estacionario. La duración de cada etapa fue de 30 minutos en promedio. Los criterios considerados para régimen estacionario son los siguientes: incertidumbre máxima de la densidad de la solución medida en el sensor de caudal tipo coriolis de 0.5 kg/m^3 e incertidumbre máxima en las medidas de temperatura de cada sensor de $\pm 0.10^\circ\text{C}$.

Los parámetros estudiados experimentalmente son: coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_s), flujo de calor en el componente (q''), flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) y título de vapor medio en el intercambiador (q_{medio}).

Del estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona se concluye que los coeficientes de transferencia de calor obtenidos son del orden de $0.50 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$ con un q_{medio} de 0.16, a una T_{fuente} de 40°C, una P_{ensayo} de 12 bar, un *DTML* entre 5 y 12°C y una X_{CO_2} entre 22 y 25%. Los valores de h_s disminuyen si T_{fuente} aumenta a 50 y 60°C, P_{ensayo} hasta 18 bar, un *DTML* de 20°C y un X_{CO_2} hasta de 31%, se ha determinado que la solución puede encontrarse en subenfriamiento a una presión de 18 bar.

El flujo de calor disminuye su valor cuando a una misma presión en el desorbedor aumenta la temperatura del agua de calentamiento desde 40 a 60°C. Una diferencia de temperaturas media logarítmica (*DTML*) mayor a 12°C, genera un incremento en el flujo de calor hasta un orden de 5 kW/m^2 . El rango de flujo de calor determinado se encuentra en el intervalo entre 1.5 y 5.1 kW/m^2 .

De los resultados obtenidos del flujo másico de desorción se determinó que las variables más influyentes son: presión de ensayo y temperatura de agua de calentamiento a la entrada del desorbedor. El rango promedio en el cual se define el flujo másico de desorción (\dot{m}_{des}) para los ensayos realizados en esta tesis se define entre 0.002 y 0.005 kg/s.

De la comparación de los valores determinados del coeficiente de transferencia de calor (h_s) de la mezcla CO₂/acetona y flujo de calor (q'') con los obtenidos en literatura para las mezclas NH₃/H₂O y NH₃/LiNO₃, se concluye que estos son de un orden de menor magnitud debido a la conductividad térmica y el calor latente de vaporización del refrigerante.

5.4 Obtención de una correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor de solución y diseño de un desorbedor usando intercambiadores de calor de placas.

De la revisión bibliográfica de correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor de mezclas en intercambiadores de calor de placas se ha descrito los tipos de ebullición: nucleada, convectiva y combinada.

De los criterios estudiados para ebullición nucleada y convectiva propuestos en los trabajos de Táboas et al.[78] y Donowski y Kandlikar [75] se concluyó que los casos de estudio experimental del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona se encuentran en modo de ebullición nucleada.

De los resultados obtenidos de h_s de la mezcla CO₂/acetona se ha ajustado los coeficientes de una correlación empírica para determinar el coeficiente de transferencia de calor de la solución CO₂/acetona en un intervalo más amplio que el estudiado en esta tesis doctoral. De la comparación entre datos experimentales y determinados por correlación de h_s , se determinó una desviación mínima, media y máxima de 0.1, 15.1 y 35.9%, respectivamente.

Se concluye que son necesarias 24 placas del tipo de intercambiador de calor usado como desorbedor para lograr una potencia de desorción de 3.15 kW, operando con una temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 40°C, una P_{alta} de 30 bar y una X_{CO_2} de 23%; esto puede producir una potencia de 10 kW en el resorbedor a una temperatura en sumidero de calor de 70°C en el ciclo de bomba de calor. Se determinó una pérdida total de carga en el desorbedor de 0.638 bar, que representa un 5.6% de pérdida en la presión de trabajo del componente.

5.2 PERSPECTIVA DE TRABAJOS FUTUROS

- Estudiar el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción usando la mezcla CO₂/acetona con valores en la presión de alta superiores a 50 bar.
- Estudiar el proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona en intercambiadores de calor una presión de operación mayor a la máxima ensayada en este trabajo (18 bar).
- Realizar un estudio teórico-experimental del proceso de absorción de CO₂, sustituyendo a la acetona por absorbentes más adecuados como los líquidos iónicos.
- Realizar el estudio teórico-experimental del componente resorbedor para obtener las características de transferencia de calor y masa en el ciclo de bomba de calor por compresión/resorción.

REFERENCIAS

- [1] Systems, Industrial Energy Related Technologies and systems (IETS), “Application of Industrial Heat Pumps”, *Report* 2018. Online Available: <https://www.ife.no/en/ife/departments/>
- [2] Energy information administration, “EIA energy outlook 2020”, 2019. Vol. 12. ISBN: 0160829712. Online available in: <https://www.eia.gov/aeo>
- [3] Forman C., Muritala I., Pardemann R., “Estimating the global waste heat potencial,” *Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1568–1579, 2016.
- [4] Boer R., Marina A., Zuhlsdorf B. “Strengthening Industrial Heat Pump Innovation, Decarbonizing Industrial Heat” , Published in White Paper, 2020, pp. 1-32.
- [5] Jakobs R., Cibis D., Laue H.J., “Status And Outlook: Industrial Heat Pumps,” *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, pp. 1–8, 2010.
- [6] Arpagaus B., Bless C., Uhlmann F., Schiffmann M., “High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials.,” *Energy*, vol. 152, pp. 985–1010, 2018.
- [7] Ayou D., Corberan J.M., Coronas A., “Current status and new developments on high temperature heat pumps,” *25th IIR Int. Congr. Refrig.*, pp. 118–129, 2019.
- [8] Hybrid Energy AS. Company, Web site: “Hybrid Energy,” 2018. Online available: <http://www.hybridenergy.no/reference-plants/>.
- [9] Osenbruck August, Patent :“Verfahren zur Kalteerzeugung bei Absorptionsmaschinen,” DRP No. 84084, 1895.
- [10] Sloan R, Patent: “Procedé et dispositifs de production de frigories a cycle ferme,” DPR: No. 537.438, 1920.
- [11] Altenkirch E., “Kompressionskältemaschine mit Lösungskreislauf,” *Kältetechnik*, 1950, pp. 251–284.
- [12] Gudjonsdottir V., Infante Ferreira C.A., Goethals A., “Wet compression model for entropy production minimization,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, pp. 439–447, 2019.
- [13] Itard L. and Machielsen C., “Considerations when modelling compression/resorption heat pumps”, *Int. J. Refrig.*, vol. 17, no. 7, pp. 453–460, Jan. 1994.
- [14] Bouteiller P., Terrier M., Tobaly P., “Experimental study of heat pump thermodynamic cycles using CO₂ based mixtures - Methodology and first results,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 1814, pp. 1–9, 2017.
- [15] Jin Z., Eikevik T., Nekså P., Hafner A., Wang R., “Annual energy performance of R744 and R410A heat pumping systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 568–576, 2017.
- [16] Groll E., Doctoral Thesys, “Experimentelle und theoretische Untersuchungen von Kompressionkältermaschinen mit Lösungskreislauf. Hannover: University of Hannover,” 1994.
- [17] Groll E. and Kruse H., “Kompressionskälte-maschine mit Lösungskreislauf: Einsatzmöglichkeiten für die Arbeitsstoffpaare R 23/DEGDME und CO₂/acetone,” *Kälite Limatech.*, vol. 45, pp. 206–218, 1992.
- [18] Spauschus H. and Hesse U. Reduced Pressure Carbon Dioxide-based Refrigeration System. US6112547. United States Patent. No. 6073454, 2000
- [19] Mozurkewich G., Greenfield M., Schneider W., Zietlow D., and Meyer J., “Simulated performance and cofluid dependence of a CO₂ -cofluid refrigeration cycle with wet compression Simulation de la performance et impact sur la

- performance ` compression utilisant du dioxyde de d ` un cycle frigorifique a ` lange avec un liquide ca,” vol. 25, pp. 1123–1136, 2002.
- [20] Yongming Z., Yu B., Wang, S., Zhang, and Xiao Y., “Heat integration and optimization of direct-fired supercritical CO₂ power cycle coupled to coal gasification process,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 1022–1032, 2018.
- [21] Wujek S., McCreedy M., Mozurkewich G., Schneider W. and Elbel S. "Experimental and Modeling Improvements to a Co-Fluid Cycle Utilizing Ionic Liquids and Carbon Dioxide". International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1510 <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1510>. 2014
- [22] Grund K., Hesse U., Weimer T., “Desing of a novel resorption refrigeration system with an attached ice storage system,” in *6th IIR Conf. Ammon. CO₂ Refrig. Technol.*, 2015.
- [23] Tao X., Dahlgren E., Leichsenring M., “NH₃ condensation in a plate heat exchanger: Experimental investigation on flow patterns, heat transfer and frictional pressure drop,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 151, pp. 1–11, 2020.
- [24] Huang J., Sheer T., and Bailey-McEwan M., “Performance of plate heat exchangers used as refrigerant liquid-overfeed evaporators,” University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2010.
- [25] Khan T., Khan M., Chyu M., and Ayub Z., “Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60° chevron plate heat exchanger,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 2, pp. 336–348, 2012.
- [26] Nordtvedt S., Doctoral Thesys: “Experimental and theoretical study of a compression / absorption heat pump with ammonia / water as working fluid,” Norwegian University of Science and Technology, 2005.
- [27] Jung C., An S., and Kang Y., “Thermal performance estimation of ammonia-water plate bubble absorbers for compression/absorption hybrid heat pump application,” *Energy*, vol. 75, pp. 371–378, 2014.
- [28] Cerezo J., Tesis Doctoral: "Estudio del proceso de absorción con Amoníaco- agua en intercambiadores de calor de placas para equipos de refrigeración por absorción" Rovira I Virgili, Tarragona, España, 2006.
- [29] Oronel C., Amaris C., Bourouis M., “Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH₃/LiNO₃ and NH₃/(LiNO₃+H₂O) mixtures,” *Int. J. Therm. Sci.*, pp. 105–114, 2013.
- [30] Chan J., Best R., Cerezo J., Barrera M., and Lezama F., “Experimental study of a bubble mode absorption with an inner vapor distributor in a plate heat exchanger-type absorber with NH₃-LiNO₃,” *Energies*, vol. 11, no. 8, 2018.
- [31] Táboas F., Tesis Doctoral: "Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla Amoniaco/Agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción," Rovira I Virgili, Tarragona, España, 2006.
- [32] Amaris C., Bourouis M., Vallès M., D. Salavera, Coronas A., “Thermophysical properties and heat and mass transfer of new working fluids in plate heat exchangers for absorption refrigeration systems,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 36, no. 4, pp. 388–395, 2015.
- [33] Cuenca Y., Salavera D., Vernet A., Teja A., and Vallès M., “Thermal conductivity of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions over a wide range of concentrations and temperatures,” *Int. J. Refrig.*, vol. 38, no. 1, pp. 333–340, 2014.
- [34] Táboas F., Bourouis M., Vallès M., “Analysis of ammonia/water and ammonia/salt mixture absorption cycles for refrigeration purposes in fishing ships,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 66, no. 1–2, pp. 603–611, 2014.

- [35] Amaris C., Alvarez M., Vallés M., “Performance Assessment of an NH₃/LiNO₃ Bubble Plate Absorber Applying a Semi-Empirical Model and Artificial Neural Networks,” *Energies*, vol. 17, p. 21, 2020.
- [36] Tao X. and Infante Ferreira C. A., “Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 135, pp. 996–1012, 2019.
- [37] Garcia-cascales J. M., Ramon J.; Vera-Garcia F.; Gonzalez-Macia S.; Corberan J., “A Model for the Analysis of Compact Heat Exchangers,” *Int. Refrig. Air Cond.*, 2008.
- [38] Illán-Gómez F., Sena V., García-Cascales J., Velasco F., “Analysis of the optimal gas cooler pressure of a CO₂ heat pump with gas bypass for hot water generation,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 182, no. February 2020, 2021.
- [39] Corberan J., Pitarch M., Navarro-Peris E., Gonzalez J., and “Analyse et optimisation de différents cycles biétagés au dioxyde de carbone transcritique pour les applications de chauffage,” *Int. J. Refrig.*, vol. 70, pp. 235–242, 2016.
- [40] Hayes N., Thesys Master: “Condensation of CO₂ in brazed plate heat exchangers,” Washington State University, 2009.
- [41] Hayes N. and Amir J., “Dynamene/water correlations to be used for condensation of CO₂ in brazed plate heat exchangers,” *ASHRAE Trans.*, vol. 115 Part 2, pp. 599–616, 2009.
- [42] Hayes N., Jokar A., and Ayub Z., “Study of carbon dioxide condensation in chevron plate exchangers; Heat transfer analysis,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 5–6, pp. 1121–1131, 2011.
- [43] Longo G., Zilio C., Righetti G., and Brown J., “Saturated Vapour Condensation inside a Brazed Plate Heat Exchanger 2. Experimental set - up and procedures” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–10, 2016.
- [44] Grupo Linde ,Reporte: “Consejo de Seguridad 12 - Trabajando con Dióxido de carbono CO₂,” 2012.
- [45] Grupo Winkler, “Ficha de Seguridad Química acetona,” 2007. [Online]. Available: [http://www.lco.cl/operations/safety-and-health/technical-info/safety-data-sheets/Ficha seguridad Acetona.pdf](http://www.lco.cl/operations/safety-and-health/technical-info/safety-data-sheets/Ficha%20seguridad%20Acetona.pdf).
- [46] Chang C., Day C., Ko C., and Chiu K., “Densities and P-x-y diagrams for carbon dioxide dissolution in methanol, ethanol, and acetone mixtures,” *Fluid Phase Equilib.*, vol. 131, no. 1, pp. 243–258, 1997.
- [47] Hung C., Lee M., and Lin H., “Vapor-liquid phase boundaries of binary mixtures of carbon dioxide with ethanol and acetone,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 53, no. 10, pp. 2393–2402, 2008.
- [48] Hsieh C. and Vrabec J., “Vapor–liquid equilibrium measurements of the binary mixtures CO₂+acetone and CO₂+pentanones,” *J. Supercrit. Fluids*, vol. 100, pp. 160–166, 2015.
- [49] Han F., Xue Y., Tian Y., Zhao X., and Chen L., “Vapor-liquid equilibria of the carbon dioxide + acetone system at pressures from (2.36 to 11.77) MPa and temperatures from (333.15 to 393.15) K,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 50, no. 1, pp. 36–39, 2005.
- [50] Ramirez G., Salavera D., Coronas A. “Equilibrio líquido-vapor de la mezcla CO₂/acetona entre 10 °C y 80 °C”. Publicado en : *La Investigación del Grup. Espec. Termodinámica las Reales Soc. Españolas Física y Química.*, Vol. 9, pp. 145–155, 2018. ISBN: 978-84-9749-734-3. Online: <https://doi.org/10.17979/spudc>
- [51] Ramírez G., Zgarb Y., Salavera D., Coulierb Y., Ballerat-Busserollesb K., Coronas A. “Vapor-liquid equilibrium, density and excess enthalpy of the carbon

- dioxide+acetone mixture,” Impresion: *Fluid Phase equilibra*. 2020.
- [52] Mathias M., Klotz H.C. and Prausnitz J., “Equation-of-State mixing rules for multicomponent mixtures: the problem of invariance,” *Fluid Phase Equilib.*, vol. 67, no. C, pp. 31–44, 1991.
- [53] Peng D. and Robinson D., “A New Two-Constant Equation of State,” *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, no. 1, pp. 59–64, 1976.
- [54] Shen E., Siderius V., Krekelberg D., and Hatch W., “National Institute of standards and Technology, NIST,” *NIST Standard Reference Simulation Website*, 2019. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/srd>.
- [55] Souza L., Borges E., and Pessoa P., “Q-Quadratic mixing rule for cubic equations of state,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 132, pp. 150–158, 2015.
- [56] Dutton Jhon A., “Phase Realtions in Reservoir Enginnering,” *PennState, COLlege of earrth and mineral sciences*, 2018. [Online]. Available: <https://www.e-education.psu.edu/png520/resources/13.html>.
- [57] Klein S. *et al.*, *Thermodynamics Book*, First. University of Wisconsin, Madison: Cambridge University press, 2012.
- [58] Aspen Institution, “Thermodynamic Property Models, Chapter two” in *Aspen Properties*, 2005, pp. 12–184.
- [59] Rodríguez J., Reporte: *Estimación de propiedades termodinámicas*. 1999.
- [60] Peneloux A., Rauzy E. and Freze R., “A consistent correction for Redlich - Kwong - Soave volumes,” *Fluid Phase Equilibrium*, vol. I, no. 8, pp. 7–27, 1982.
- [61] Foulad A. and Lee L., “Self-consistent equations for calculating the ideal gas heat capacity, enthalpy, and entropy,” *Fluid Phase Equilibria*, 6, vol. 6, pp. 169–179, 1981.
- [62] Mayekawa, Report: “CO₂ supercritical heat pump, Heat CO₂,” 2016. [Online]. Available: www.mayekawa.eu.
- [63] Thermea Durr, “CO₂-Kaltmaschinen und Hochtemperaturw arnepumpen,” 2017. pp. 16-21
- [64] Oue T. and Okada K., “Air-sourced 90°C hot water supplying heat pump, ‘HEM-90A,’” *Publicated: Kobe Steel Eng. Reports*, vol. 63, no. 2, pp. 47–50, 2013.
- [65] Ochsner K., “High temperature heat pumps for waste heat recovery,” *Publicated in European heat pump Association (ehpa)*, 2018, pp. 44.
- [66] Okuda S., Ueda K., Shibutani S., Shirakata Y., Matsukura N., and Togano Y., “Heat Application Technology by Centrifugal Heat Pump ETW Series for Hot Water - Continuous Supply of Hot Water at temperature of 90°C,” 2011.
- [67] Kumar H., “The design of plate heat exchangers for refrigerants,” *Publicated in: AIChESymposium Ser.*, Vol. 89, no. I, pp. 211–222, 1993.
- [68] Hsieh Y. and Lin T., “Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger,” *J. Heat Transfer*, vol. 125, no. 5, pp. 852–857, 2003.
- [69] Cieśliński J., Fiuk A., Typiński K., and Siemieńczuk B., “Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 37, no. 3, pp. 19–29, 2016.
- [70] Keith K., Radermacher R., *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Second. New York: CRC Press, 2016.
- [71] Libotean S., Martín A., Salavera D., Valles M., Esteve X., and Coronas A., “Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 and 353.15) K,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 53, no. 10, pp. 2383–2388, 2008
- [72] Conde M., “Thermophysical Properties of NH₃+H₂O Mixtures for the Industrial

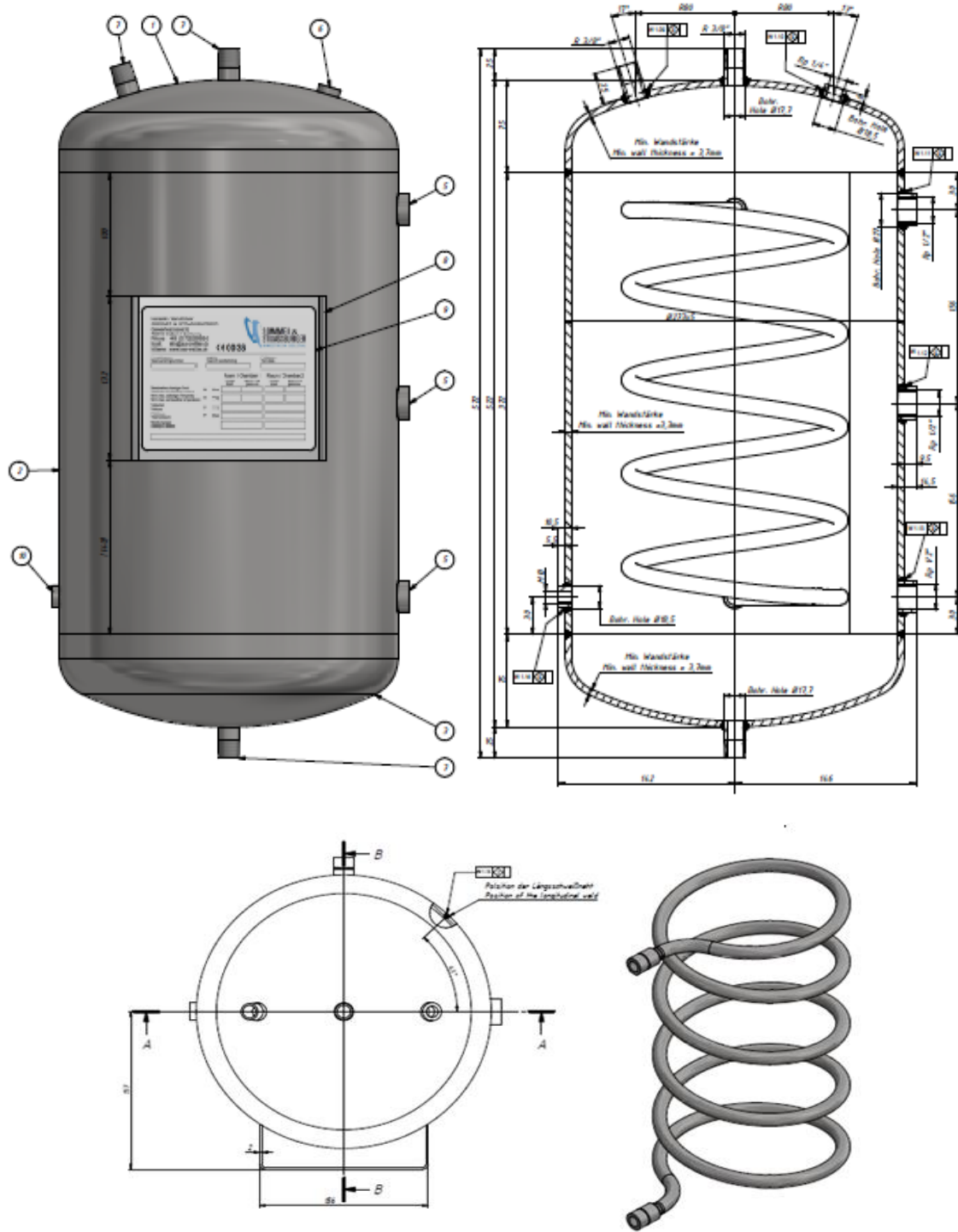
- Design of Absorption Refrigeration Equipment, Formulation for Industrial Use,” Zurich, 2006.
- [73] Liu K. and Kiran E., “Viscosity, density and excess volume of acetone plus carbon dioxide mixtures at high pressures,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 46, no. 16, pp. 5453–5462, 2007.
- [74] Li H., “Review of available experimental data and models for the transport properties of CO₂-mixtures relevant for CO₂ capture, transport and storage,” *SINTEF Energy Res.*, pp. 1–36, 2011.
- [75] Donowski V. and Kandlikar S., “Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a heat plate exchanger,” *Eng. Found. Conf. Pool Flow Boil.*, pp. 1–18, 2000.
- [76] Kandlikar S., “A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators,” *J. Heat Transfer*, vol. 113, no. 4, pp. 966–972, 1991.
- [77] Bergles A. and Rohsenow W., “Forced - convection surface boiling heat transfer and burnout in tubes of small diameter Report No . 8767-21 Department of Mechanical Engineering Massachusetts Institute of Technology,” 1962.
- [78] Táboas F., Vallès M., Bourouis M., and Coronas A., “Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 3, pp. 633–644, 2012.
- [79] Bennett D. and Chen J., “Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and mixtures,” *Aiche J.*, vol. 26, no. 3, pp. 454–461, 1980.
- [80] Margat L., Thonon L., Tadrist B., “Heat Transfer and Two-Phase Flow Characteristics during Convective Boiling in a Corrugated Channel.” pp. 323–329, 1997.
- [81] Han D., Lee K., and Kim Y., “Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 10, pp. 1209–1225, 2003.
- [82] Pranit M., A. Yadav P., Pati A., “Comparative Study between Heat Transfer through Laminar Flow and Turbulent Flow,” *Int. J. Innov. Res. Sci. Eng. Technol. (An ISO Certif. Organ.*, vol. 3297, no. 4, pp. 2223–2226, 2007.

Referencias

ANEXOS

ANEXO 1

Especificaciones técnicas del depósito de solución colocado en la instalación experimental



10	1	Muffe / Socket	Ø18x11	S	1.4404/1.4571	DIN EN 10272	mittig Gewinde M10	3.1
9	1	Ätzfolie mit CE0036 / Etched foil with CE0036	140x116					
8	1	Schilderbrücke / Name plate holder	237x132x2	SA-240	316L		15000-0300-04	
7	3	Anschweißnippel / Welding nipples	R 3/8"		1.4571	DIN EN 10226-1		3.1
6	1	Muffe kurz / Socket short	Rp 1/4"		1.4571	DIN EN 10226-1		3.1
5	3	Muffe kurz / Socket short	Rp 1/2"		1.4571	DIN EN 10226-1		3.1
4	1	Spirale-komplett / Spiral complete					38 3445 010-200	3.1-W2
3	1	Klöpferboden / Torispherical head	Ø273x5 h1=19,4 Min. wall thickness = 3,7mm	Bl	1.4404	DIN 28011 / DIN EN 10028-7		3.1-W2
2	1	Mantel / Jacket	Ø273x5 h=372 gestreckte Länge=842	Bl	1.4404	DIN EN 10028-7	38 3445 010-300	3.1-W2
1	1	Klöpferboden / Torispherical head	Ø273x5 h1=19,4 Min. wall thickness = 3,7mm	Bl	1.4404	DIN 28011 / DIN EN 10028-7		3.1-W2
Pos/Item	Anz/Qty	Bezeichnung/Description	Abmessungen/Dimension	Mat.Specz.	Material	Norm/Specification	Zeichng/Draw/Art	Certif

Figura A.1 Esquema y dimensiones del depósito de solución

ANEXO 2

Obtención de caudal máximo y mínimo de solución CO₂/acetona para el canal central del intercambiador usado como desorbedor

Tabla A.1 Casos de estudio para la determinación de caudal máximo y mínimo de la solución CO₂/acetona para el canal central del intercambiador usado como desorbedor

Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 30 (°C), Temp. Salida resorbedor : 50 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	8,14	15,45	30,00	0,10	0,792	0,015	0,130	0,010	0,034	0,001	0,004
0,30	14,48	18,96	30,00	0,10	0,802	0,030	0,222	0,010	0,034	0,002	0,008
0,40	17,38	15,60	30,00	0,20	0,815	0,034	0,146	0,010	0,034	0,001	0,005
0,40	11,09	5,12	30,00	0,30	0,815	0,021	0,066	0,010	0,034	0,001	0,002
0,50	16,97	9,88	30,00	0,30	0,829	0,040	0,120	0,010	0,034	0,001	0,004
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 30 (°C), Temp. Salida resorbedor : 60 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	8,14	18,85	30,00	0,10	0,792	0,015	0,130	0,010	0,034	0,001	0,004
0,30	14,48	21,70	30,00	0,10	0,802	0,030	0,222	0,010	0,034	0,002	0,008
0,40	17,38	17,53	30,00	0,20	0,815	0,034	0,146	0,010	0,034	0,001	0,005
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 30 (°C), Temp. Salida resorbedor : 70 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,30	15,28	23,90	30,00	0,10	0,8022	0,030	0,222	0,010	0,034	0,002	0,008
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 40 (°C), Temp. Salida resorbedor : 60 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	9,84	27,09	40,00	0,10	0,783	0,018	0,149	0,010	0,034	0,001	0,005
0,30	17,30	30,04	40,00	0,10	0,795	0,035	0,249	0,010	0,034	0,002	0,010
0,35	13,35	21,56	40,00	0,20	0,802	0,030	0,132	0,010	0,034	0,001	0,004
0,45	15,60	16,50	40,00	0,30	0,817	0,036	0,108	0,010	0,034	0,001	0,004
0,55	18,45	12,94	40,00	0,40	0,833	0,043	0,099	0,010	0,034	0,001	0,003
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 40 (°C), Temp. Salida resorbedor : 70 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorber (°C)	Temperatura salida desorber (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo (kg/s)	Caudal másico máximo (kg/s)
0,20	9,84	29,38	40,00	0,10	0,783	0,018	0,149	0,010	0,034	0,001	0,005
0,30	17,30	31,99	40,00	0,10	0,795	0,035	0,249	0,010	0,034	0,002	0,008
0,35	13,35	24,16	40,00	0,20	0,802	0,030	0,132	0,010	0,034	0,001	0,004
0,50	18,72	21,50	40,00	0,30	0,825	0,047	0,139	0,010	0,034	0,001	0,005
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 50 (°C), Temp. Salida resorbedor : 70 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	11,77	37,60	50,00	0,10	0,772	0,021	0,169	0,010	0,034	0,002	0,006
0,30	13,94	31,26	50,00	0,20	0,786	0,025	0,112	0,010	0,034	0,001	0,004
0,40	16,48	25,91	50,00	0,30	0,801	0,030	0,092	0,010	0,034	0,001	0,003
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 50 (°C), Temp. Salida resorbedor : 80 (°C)											
Fracción mísica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	11,77	40,01	50,00	0,10	0,772	0,021	0,169	0,010	0,034	0,002	0,006
0,30	13,94	34,17	50,00	0,20	0,786	0,025	0,112	0,010	0,034	0,013	0,004
0,40	16,48	29,21	50,00	0,30	0,801	0,030	0,092	0,010	0,034	0,001	0,003

Continuación de la Tabla A.1 Casos de estudio para la determinación de caudal máximo y mínimo de la solución CO₂/acetona para el canal central del intercambiador usado como desorbedor

Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 60 (°C), Temp. Salida resorbedor : 90 (°C)											
Fracción másica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	13,93	50,70	60,00	0,10	0,761	0,025	0,191	0,010	0,034	0,002	0,006
0,30	16,65	45,38	60,00	0,20	0,775	0,030	0,129	0,010	0,034	0,001	0,004
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 70 (°C), Temp. Salida resorbedor : 90 (°C)											
Fracción másica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	16,35	58,86	70,00	0,10	0,748	0,029	0,212	0,010	0,034	0,002	0,007
Caso de análisis en ciclo de bomba de calor: Temp. Salida desorbedor 70 (°C), Temp. Salida resorbedor : 100 (°C)											
Fracción másica CO ₂ en la mezcla	Presión (bar)	Temperatura entrada desorbedor (°C)	Temperatura salida desorbedor (°C)	Calidad salida del desorber (q)	Densidad fase líquida (kg/l)	Densidad fase vapor (kg/l)	Densidad mezcla bifásica (kg/l)	Caudal volumétrico mínimo (l/s)	Caudal volumétrico máximo (l/s)	Caudal másico mínimo de solución (kg/s)	Caudal másico máximo de solución (kg/s)
0,20	16,35	61,45	70,00	0,10	0,748	0,029	0,212	0,010	0,034	0,002	0,007
										0,0012	0,0102
										MINIMO	MAXIMO

ANEXO 3

Datos del proceso de desorción tomados en el equipo experimental

Tabla A.2 Datos experimentales del proceso de desorción de la mezcla CO₂/acetona medidos en el equipo experimental

FRACCIÓN MÁSCICA 22% DE CO ₂ EN LA MEZCLA CO ₂ /ACETONA														
Temperatura en fuente de calor de 40 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO_2} kg/kg	P_{nom} bar	\dot{m}_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
1	10.38	20.89	818.30	0.22	10.00	0.0054	0.0043	39.19	31.56	10.35	20.10	Bifásica	10.23	31.91
2	12.33	20.20	819.62	0.22	12.00	0.0056	0.0060	39.19	33.29	12.27	19.80	Bifásica	12.13	35.04
3	14.1	20.51	819.54	0.23	14.00	0.0058	0.0061	39.22	31.89	14.08	20.10	Líquido_sub	13.94	33.73
4	16.71	20.74	818.24	0.22	16.00	0.0050	0.0047	39.24	32.77	16.86	21.00	Líquido_sub	16.68	34.21
5	17.52	19.70	821.39	0.23	18.00	0.0058	0.0049	39.00	32.80	17.39	20.00	Líquido_sub	17.18	34.34

Temperatura en fuente de calor de 50 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO_2} kg/kg	P_{nom} bar	\dot{m}_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
6	11.07	21.73	817.20	0.23	10.00	0.0064	0.0069	48.71	37.70	11.02	21.00	Bifásica	10.90	39.98
7	11.12	21.51	817.40	0.23	10.00	0.0064	0.0069	48.69	41.84	11.11	30.00	Bifásica	10.97	43.04
8	12.01	20.39	819.18	0.22	12.00	0.0063	0.0060	48.57	39.29	11.92	20.00	Bifásica	11.77	41.31
9	12.11	21.93	817.00	0.23	12.00	0.0063	0.0070	48.70	43.02	12.10	30.00	Bifásica	11.95	43.00
10	13.81	20.95	818.70	0.23	14.00	0.0064	0.0072	48.69	38.25	13.77	20.00	Líquido_sub	13.63	41.74
11	15.45	20.81	819.48	0.23	16.00	0.0067	0.0060	48.69	37.85	15.58	20.00	Líquido_sub	15.38	42.05
12	18.50	20.85	818.55	0.23	18.00	0.0053	0.0072	48.70	40.07	18.62	20.00	Líquido_sub	18.41	43.17
13	18.50	20.53	818.97	0.22	18.00	0.0052	0.0072	48.69	43.75	18.60	30.00	Líquido_sub	18.43	44.39

Temperatura en fuente de calor de 60 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO_2} kg/kg	P_{nom} bar	\dot{m}_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
14	10.69	20.38	819.16	0.22	10.00	0.0060	0.0058	57.65	51.11	10.63	30.00	Bifásica	10.51	49.10
15	10.46	20.84	819.19	0.23	10.00	0.0057	0.0057	57.59	53.86	10.42	40.00	Bifásica	10.29	51.14
16	12.94	19.32	821.08	0.22	12.02	0.0056	0.0055	57.53	49.69	12.92	30.00	Bifásica	12.73	49.78
17	13.03	20.93	818.82	0.23	12.00	0.0057	0.0050	57.58	54.01	13.04	40.00	Bifásica	12.92	50.75
18	14.55	21.04	818.83	0.23	14.55	0.0054	0.0050	57.54	51.61	14.50	30.00	Bifásica	14.36	49.45
19	14.28	20.89	818.9	0.23	14.00	0.0055	0.0050	57.58	54.31	14.25	40.00	Bifásica	14.13	50.55
20	16.54	21.34	818.58	0.23	16.56	0.0064	0.0050	57.57	51.36	16.50	30.00	Bifásica	16.36	49.85
21	16.51	20.82	819.33	0.23	16.00	0.0065	0.0050	57.57	52.72	16.40	40.00	Bifásica	16.26	50.40
22	17.64	19.68	821.48	0.23	18.00	0.0058	0.0053	57.44	50.45	17.46	30.00	Líquido_sub	17.29	49.85

FRACCIÓN MÁSCICA 25% DE CO ₂ EN LA MEZCLA CO ₂ /ACETONA														
Temperatura en fuente de calor de 40 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO_2} kg/kg	P_{nom} bar	\dot{m}_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
23	12.51	19.33	824.99	0.25	12.00	0.0059	0.0050	39.20	37.29	12.50	20.00	Bifásica	12.35	32.27
24	14.38	18.83	826.01	0.25	14.00	0.0056	0.0060	39.32	36.31	14.31	20.00	Bifásica	14.14	36.17
25	15.96	19.88	824.93	0.26	16.00	0.0056	0.0050	39.26	34.90	15.94	20.00	Líquido_sub	15.78	34.46
26	17.65	19.71	825.46	0.26	18.00	0.0058	0.0051	39.23	34.29	17.56	20.00	Líquido_sub	17.42	33.50

Temperatura en fuente de calor de 50 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO_2} kg/kg	P_{nom} bar	\dot{m}_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
27	12.26	18.44	825.96	0.25	12.00	0.0057	0.0065	48.48	42.53	12.20	20.14	Bifásica	12.04	40.50
28	12.86	19.16	824.62	0.25	12.00	0.0057	0.0061	48.53	47.33	13.02	31.24	Bifásica	12.89	42.05
29	14.46	19.90	824.35	0.26	14.00	0.0056	0.0061	48.52	44.12	14.45	20.86	Bifásica	14.30	41.18
30	14.64	20.29	823.52	0.26	14.00	0.0051	0.0055	48.35	46.58	14.63	30.87	Bifásica	14.49	41.21
31	16.77	18.93	826.18	0.26	16.00	0.0058	0.0069	48.56	44.55	16.46	20.04	Líquido_sub	16.45	42.77
32	17.85	18.55	826.38	0.25	18.00	0.0053	0.0055	48.51	43.06	17.93	20.20	Líquido_sub	17.77	40.73

Temperatura en fuente de calor de 60 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
33	12.53	19.5	824.34	0.25	12.00	0.0054	0.005	57.63	48.8	12.54	20.8	Bifásica	12.39	45.07
34	12.00	20.83	822.26	0.26	12.00	0.0055	0.005	57.26	48.27	12.78	30.42	Bifásica	12.64	45.1
35	12.50	20.79	822.89	0.26	12.00	0.0057	0.0051	57.7	55.38	12.47	40.18	Bifásica	12.33	51.01
36	14.26	19.74	824.55	0.26	14.00	0.0051	0.0052	57.66	50.25	14.29	20.95	Bifásica	14.12	46.54
37	14.10	20.19	823.56	0.26	14.00	0.0058	0.005	57.2	49.15	14.03	30.67	Bifásica	13.89	44.66
38	13.73	20.56	823.15	0.26	14.00	0.0057	0.0054	57.73	54.91	13.7	40.01	Bifásica	13.57	50.59
39	16.18	19.62	825.24	0.26	16.00	0.0053	0.0053	57.65	49.53	16.25	20.64	Liquido_sub	16.08	47.11
40	18.13	18.72	825.25	0.25	18.00	0.0053	0.0050	57.65	49.34	18.17	20.85	Liquido_sub	17.99	47.64
41	18.44	19.86	823.48	0.25	18.00	0.0057	0.0050	57.62	51.35	18.40	30.01	Liquido_sub	18.24	48.93

FRACCIÓ MÀSICA 28% DE CO2 EN LA MEZCLA CO2/ACETONA														
Temperatura en fuente de calor de 40 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
42	14.16	18.96	829.27	0.28	14	0.0057	0.005	39.27	38.26	14.12	20.68	Bifásica	13.98	34.84
43	16.82	18.43	830.48	0.28	16	0.0056	0.0057	39.31	38.65	16.49	20.86	Liquido_sub	16.38	35.61
44	18.43	18.46	830.91	0.28	18	0.0056	0.0052	39.27	38.28	18.27	20.85	Liquido_sub	18.11	35.27

Temperatura en fuente de calor de 50 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
45	14	19.34	828.59	0.28	14	0.0057	0.0053	48.5	44.31	14.42	20.75	Bifásica	14.26	41.51
46	14.63	19.54	828.46	0.28	14	0.0054	0.005	48.51	46.71	14.73	30.86	Bifásica	14.57	41.82
47	16.76	19.07	829.46	0.28	16	0.0056	0.0057	48.55	44.5	16.76	20.75	Bifásica	16.59	42.69
48	16.08	19.79	828.32	0.28	16.00	0.0054	0.0051	48.49	47.11	16.05	30.84	Bifásica	15.89	41.81
49	18.26	18.44	830.96	0.28	18.00	0.0056	0.0053	48.55	44.25	18.25	20.86	Liquido_sub	18.09	42.57

Temperatura en fuente de calor de 60 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
50	14.26	20.19	827.27	0.28	14.00	0.0051	0.0053	57.71	48.38	14.36	20.84	Bifásica	14.19	46.51
51	14.43	20.79	826.48	0.29	14.00	0.0058	0.0051	57.29	48.38	14.39	30.58	Bifásica	14.24	45.32
52	14.32	20.15	827.46	0.28	14.00	0.0057	0.0057	57.65	56.08	14.24	40.01	Bifásica	14.10	51.63
53	16.8	19.57	828.67	0.28	16.00	0.0057	0.0053	57.44	46.97	16.83	20.98	Liquido_sub	16.65	47.06
54	18.61	19.64	828.91	0.29	18.00	0.0052	0.0050	57.21	45.86	18.68	20.80	Liquido_sub	18.51	44.87

FRACCIÓ MÀSICA 31% DE CO2 EN LA MEZCLA CO2/ACETONA														
Temperatura en fuente de calor de 40 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
55	14.68	18.67	833.67	0.31	14.54	0.0057	0.0060	38.95	31.61	14.67	20.93	Bifásica	14.55	33.42
56	16.08	18.40	834.74	0.31	16.14	0.0054	0.0059	38.94	31.39	16.05	20.62	Bifásica	15.94	32.26
57	18.05	18.47	835.07	0.31	18.00	0.0057	0.0056	38.93	31.53	18.03	20.43	Bifásica	17.91	33.14

Temperatura en fuente de calor de 50 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
58	14.76	18.91	833.35	0.31	14.00	0.0056	0.0061	48.09	37.77	14.72	20.48	Bifásica	14.68	39.84
59	14.83	19.32	832.67	0.31	14.00	0.0056	0.0058	48.54	42.47	14.78	30.86	Bifásica	14.65	38.88
60	16.47	17.83	835.32	0.31	16.00	0.0056	0.0051	47.93	36.66	16.45	20.02	Bifásica	16.29	38.99
61	16.73	19.23	833.42	0.31	16.00	0.0056	0.0050	48.40	42.42	16.66	29.93	Bifásica	16.52	42.15
62	19.08	19.74	833.21	0.32	18.00	0.0052	0.0051	48.12	37.33	19.03	20.77	Liquido_sub	18.87	39.72

Temperatura en fuente de calor de 60 °C														
No.	P_{cor} bar	T_{cor} °C	ρ_{cor} kg/m ³	X_{CO2} kg/kg	P_{nom} bar	m'_{sol} kg/s	\dot{m}_a kg/s	$T_{ing,a}$ °C	$T_{sal,a}$ °C	$P_{ing,d}$ bar	$T_{ing,s}$ °C	Estado	$P_{sal,d}$ bar	$T_{sal,s}$ °C
63	14.88	19.34	832.63	0.31	14.00	0.0056	0.0050	57.53	42.68	14.86	20.55	Bifásica	14.68	43.25
64	14.90	19.48	832.54	0.31	14.00	0.0057	0.0050	56.98	40.52	14.87	30.17	Bifásica	14.72	41.63
65	16.71	18.73	834.20	0.31	16.00	0.0058	0.0053	57.47	46.50	16.72	20.88	Bifásica	16.57	43.61
66	16.74	18.71	834.01	0.31	16.00	0.0058	0.0053	57.40	51.03	16.76	30.67	Bifásica	16.60	44.58
67	16.06	19.34	832.97	0.31	16.00	0.0058	0.0054	57.34	54.22	15.97	40.11	Bifásica	15.81	49.89
68	18.65	18.42	834.98	0.31	18.00	0.0056	0.0045	57.58	47.06	18.65	20.87	Liquido_sub	18.47	46.61

Simbología:

P_{cor} : Presión de ensayo medida en sensor de caudal tipo Coriolis

T_{cor} : Temp. Solución medida en sensor de caudal tipo Coriolis

ρ_{cor} : Densidad de la solución medida en sensor de caudal tipo Coriolis

X_{CO_2} : Fracción másica de CO₂ en la mezcla

P_{nom} : Presión nominal del ensayo

\dot{m}_{sol} : Flujo másico de solución

\dot{m}_a : Flujo másico de agua de calentamiento

$T_{ing,a}$: Temperatura de ingreso de agua de calentamiento al desorbedor

$T_{sal,a}$: Temperatura de ingreso de agua de calentamiento al desorbedor

$P_{ing,d}$: Presión de ingreso al desorbedor

$T_{ing,s}$: Temperatura de ingreso de la solución al desorbedor

Estado mezcla: Estado de la solución a su ingreso en el desorbedor

$P_{sal,d}$: Presión de ingreso al desorbedor

$T_{sal,s}$: Temperatura de salida de la solución del desorbedor



UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI