



Universidad del País Vasco  
Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO  
INGENIARITZA ESKOLA

ESCUELA  
DE INGENIERÍA DE BILBAO

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN  
EFICIENCIA ENERGÉTICA Y SOSTENIBILIDAD EN  
INDUSTRIA, TRANSPORTE, URBANISMO Y EDIFICACIÓN**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER**

***ENSAYOS EXPERIMENTALES DE EXPANSOR  
SCROLL EN CICLO ORC CON REFRIGERANTES  
DE BAJO GWP PARA APLICACIONES MARINAS***

<b>Estudiante</b>	<i>Txintxurreta, Salaberria, Mikel</i>
<b>Director/Directora</b>	<i>Uriondo, Arrue, Zigor</i>
<b>Departamento</b>	<i>Máquinas y Motores Térmicos</i>
<b>Curso académico</b>	<i>2020-2021</i>

*Bilbao, 10, septiembre, 2021*



## Resumen trilingüe

Mediante este trabajo se tiene como objetivo la puesta en marcha y la realización de los ensayos de una bancada con un expansor scroll para ciclos ORC con low GWP refrigerants para aplicaciones Marinas en banco de ensayos en el laboratorio térmico de Tecnalia, en Azpeitia. Por un lado, se realizará un estudio teórico de un ciclo ORC simple aplicando el fluido refrigerante que se utilizará en el banco de ensayos. Por otro lado, se procederá a la adaptación de la bancada, su puesta en marcha y la realización de ensayos. Se adjuntarán tablas, gráficos y resultados de los parámetros más representativos con el fin de mostrar las diferencias de los ensayos y los parámetros más significativos. Por último, se compararán los resultados obtenidos en el modelo teórico y los ensayos.

Proiektu honek itsas aplikazioetako ORC zikloetan erabili daitekeen "scroll" hedatzaile fisikoaren bitartez, bankadaren egokitzapena eta entseien egitea du helburu, horretarako GWP baxuko hozgarriez baliatuz Azpeitian dagoen Tecnaliako energia termikoko laborategiko saiakuntza bankuaz baliatuko da. Lan bikoitza egingo da, alde batetik, EES programa informatikoaren bitartez, ORC ziklo sinplearen modelo teorikoa aztertuko da errealitatean erabiliko den likido hozgarriarekin. Beste aldetik, saiakuntza bankuan ORC bankadaren doitzea eta zikloaren entseguak egingo dira zikloak ondo funtzionatzen duela egiaztatzeko. Emaitza gisa, esperimenduetan neurtutako parametroak azalduko dira, baita horiekin kalkulaturako hainbat parametro. Amaitzeko, modelo teorikoan eta entseuetan lortutako emaitzen alderaketa bat azalduko da.

The aim of this work is to make the adaptation of the ORC module and the realization of the tests with a scroll expander for ORC cycles with low GWP refrigerants for marine applications in the test bank at Tecnalia in the thermal system and energy efficiency laboratory in Azpeitia. In the one hand, a theoretical study of a basic ORC cycle applying the refrigerant fluid used in the test bank is going to be done. In the other hand, is going to move on to the adaptation of the rehearsal bank and the realization of the tests. The main parameters will be attached in the results, tables, and graphics with the aim of displaying the differences between the tests and the main parameters. To close all, the comparisons between the obtained results and theoretical model are going to be shown.

Palabras clave: Organic Rankine Cycle, Scroll expander, Screw expander



## Índice

---

1	Introducción .....	7
2	Contexto.....	7
3	Objetivos y alcance del trabajo .....	8
4	Beneficios que aporta el trabajo .....	9
5	Estado del arte .....	9
5.1	Organic Rankine Cycle (ORC).....	9
5.2	Expansores .....	11
5.3	Propuesta de investigación .....	16
5.4	Conclusiones y consideraciones finales .....	16
6	Análisis de riesgos .....	17
7	Descripción de tareas, fases, equipos o procedimientos.....	17
8	Diagrama de Gantt/cronograma .....	19
9	Cálculos .....	23
9.1	EES.....	23
9.2	Bancada ORC .....	25
9.3	Puesta en marcha de la bancada .....	32
9.4	Refrigerante.....	38
10	Descripción / Análisis de los resultados .....	38
10.1	Ensayos.....	38
10.2	Incidencias.....	41
10.3	Resultados .....	42
11	Conclusiones.....	49
12	Bibliografía .....	50
13	Anexos.....	54
13.1	Anexo I.....	54
13.2	Anexo II.....	55
13.3	Anexo III.....	56
13.4	Anexo IV Código empleado para las graficas T-S de los ensayos.....	57
13.5	Anexo V Código EES empleado para ORC básico .....	59



## Índice de Figuras

---

Figura 1 Evolución del consumo global desde 1800 hasta el 2019, con la división de fuentes de energía [4].	7
Figura 2 Esquema de un ciclo orgánico de Rankine básico [9].	10
Figura 3 a) Turbina axial; b) Turbina radial	12
Figura 4 Rangos de potencia de diferentes expansores volumétricos y turbomáquinas, para aplicaciones de recuperación de calor residual, solar y geotérmica	13
Figura 5 Descripción grafica del funcionamiento de un expansor Scroll	15
Figura 6 Esquema básico del ciclo orgánico de Rankine. Modelo teórico de la bancada.	23
Figura 7 Diagrama T-S del modelo teórico de un sistema ORC básico realizado en EES. Elaboración propia.	24
Figura 8 Diagrama T-S ampliado del modelo teórico de un sistema ORC básico realizado en EES. Elaboración propia.	25
Figura 9 Esquema detallado del PID de la bancada ORC	25
Figura 10 Diseño del ciclo ORC del banco de ensayos de Tecnalia Azpeitia.	27
Figura 11 Esquema PID de la bancada con los valores más significativos de presión, temperatura y caudal del ciclo.	31
Figura 12 Adecuación de los anillos de frio y de calor a la bancada.	32
Figura 13 Instrumento de calibración de temperatura Ametek RTC.	33
Figura 14 Caída de la presión en la salida del colector después de la expansión del fluido refrigerante.	35
Figura 15 Esquema de resistencias de frenado del calefactor.	36
Figura 16 Conexión de las resistencias de frenado con el variador	37
Figura 17 Fallo en el módulo de Siemens. Módulo con el piloto rojo encendido.	37
Figura 18 Diagrama de los anillos de agua de las instalaciones de Tecnalia, con sus respectivas válvulas.	39
Figura 19 Zona de la bancada con las válvulas más representativas del procedimiento de arranque del ORC.	40
Figura 20 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 1.	42
Figura 21 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 2.	43
Figura 22 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 3.	43
Figura 23 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 1	44
Figura 24 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 2	44
Figura 25 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 3	45



Figura 26 Diagrama T-S del primer ensayo con el anillo de calor a 90 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación. ....	46
Figura 27 Diagrama T-S del segundo ensayo con el anillo de calor a 90 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación. ....	46
Figura 28 Diagrama T-S del tercer ensayo con el anillo de calor a 95 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación. ....	47
Figura 29 Temperaturas de entrada y salida del anillo de agua fría y refrigerante en el condensador. Error en el funcionamiento del condensador con una salida de la temperatura del refrigerante termodinámicamente imposible. ....	47



## Índice de Tablas

---

Tabla 1 Diferentes estudios de turbomáquinas para ciclos ORC a pequeña escala. ....	12
Tabla 2 Comparación de diferentes estudios realizados en diferentes condiciones de operación de diferentes expansores scroll. ....	15
Tabla 3 Equipos principales del circuito refrigerante/agua y generación/variador de la bancada ORC.....	27
Tabla 4 Equipos auxiliares de la bancada ORC. Realizan la función de medición de datos del circuito.....	28
Tabla 5 Valores de la presión máxima y mínima durante un fin de semana en unidad de bar. La bancada se ha dividido en diferentes zonas para reducir los metros de tubería por donde puede darse la fuga. P1 y P2 se refieren a las presiones de entrada y salida de los colectores más los expansores. P4 es la presión del Coriolis. P5 es la presión del condensador y el bypass. P6 es la presión del depósito del refrigerante. P7 es el tramo de tubería anterior a la bomba. P8 es la zona de la bomba. P9 es la zona del precalentador más el evaporador. ....	33
Tabla 6 Valores de la presión máxima y mínima durante los días 18 y 20 de mayo en unidad de bar. La bancada se ha dividido en diferentes zonas para reducir los metros de tubería por donde puede darse la fuga. P1 y P2 se refieren a las presiones de entrada y salida de los colectores más los expansores. P4 es la presión del Coriolis. P5 es la presión del condensador y el bypass. P6 es la presión del depósito del refrigerante. P7 es el tramo de tubería anterior a la bomba. P8 la presión de la aspiración del colector. P9 es la zona del precalentador más el evaporador. ....	34
Tabla 7 Ensayos iniciales con las condiciones de funcionamiento descritas en la tabla. ....	48



# 1 Introducción

El proyecto se realiza en la empresa Tecnalía, una empresa que colabora con las empresas para que sean más competitivas y generen riqueza y empleo. La actividad de Tecnalía se centra en 3 ámbitos, proyectos de I+D+i, servicios de laboratorio y transferencia de tecnología. En el primer ámbito, como socios estratégicos de las empresas, se desarrollan de forma personalizada proyectos de I+D+i con un solo objetivo: generar impacto en el negocio a través de la tecnología. El segundo ámbito, un equipo de expertos y laboratorios desarrollan, certifican y validan los procesos, sistemas y productos que necesitan llevarse con rapidez al mercado. Finalmente, el tercer ámbito se encarga a través de TECNALIA Ventures, de construir negocios a partir de potenciales oportunidades basadas en tecnologías sofisticadas (deep tech). Tecnalía consta de un centro de investigación y laboratorios en Azpeitia, lugar donde se ha desarrollado el proyecto. En este centro se desarrollan, certifican y validan los procesos y productos de distintas empresas. No obstante, consta de una zona de laboratorios donde se testean diferentes bancadas y desarrollos tecnológicos. Además, está dotado de una cámara de pruebas que simula diferentes estados de ambiente dependiendo de la demanda del equipo a testear.

# 2 Contexto

La energía se ha convertido en el centro de la evolución de los países. El consumo global de energía se ha ido duplicando en las últimas décadas desde el siglo pasado y sigue en aumento hasta la fecha [1]. El consumo de energías primarias en 1930 estaba en los 20.050 TWh, en cambio en el 2019 se han consumido 173.340 TWh [2], tal y como se puede ver en la Figura 1. Además, la mayor parte del consumo de energía primaria se debe a combustibles fósiles. Ello ha implicado un aumento en la emisión de gases de efecto invernadero al ambiente [3].

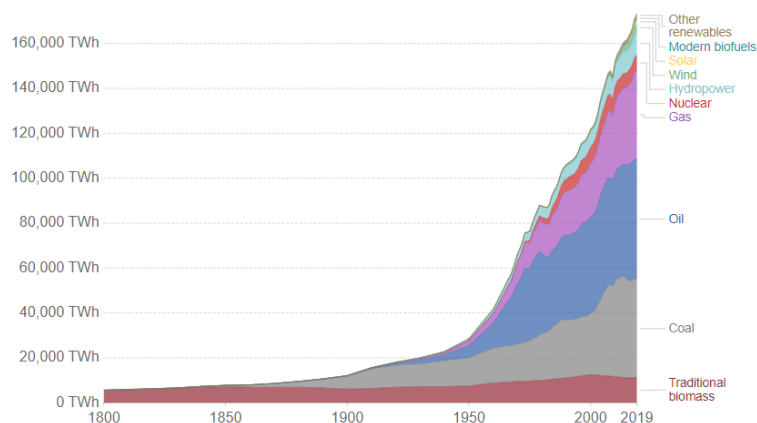


Figura 1 Evolución del consumo global desde 1800 hasta el 2019, con la división de fuentes de energía [4].

El uso de fuentes no renovables, esto es, consumo de energías fósiles, aumenta las emisiones de CO<sub>2</sub> y otros gases de efecto invernadero. Esto tiene una repercusión directa en el clima y la temperatura media del ambiente. Ante esta situación global, se buscan otras formas de



generación de energía o recuperación de energía. La situación actual muestra una enorme diferencia entre las fuentes de energía renovable y las fuentes fósiles. Ante este problema, los nuevos objetivos son la obtención de nuevas fuentes de energías que protejan el medio ambiente. Es por ello que se buscan otras formas de generación de energía o recuperación de energía.

La recuperación de energía acoge en su haber un amplio abanico de sistemas y tecnologías. Entre ellos, la recuperación de energía o la recuperación de calor de otras fuentes de generación de energía. Estas recuperaciones de calor pueden ser a altas temperaturas o a bajas temperaturas. En este documento se estudia la posibilidad de recuperar calor a baja, entre 80 °C y 140 °C de temperatura, de otro sistema. Para ello se pretende analizar diferentes ciclos de recuperación de calor como los ciclos orgánicos de Rankine.

En este documento se estudiará la utilización de expansores Scroll para ciclos ORC (Organic Rankine Cycle) o Ciclo Orgánico de Rankine con refrigerantes de bajo GWP (Global Warming Potential) o potencial de calentamiento global para aplicaciones Marinas. Para ello se contextualiza el sector del consumo energético y la evolución de la contaminación global, así como las nuevas tecnologías de reutilización de energías.

### 3 Objetivos y alcance del trabajo

Durante el planteamiento del proyecto, se ha procedido a definir los objetivos que se deben cumplir para la realización del proyecto de fin de máster.

Inicialmente, en conjunción con el equipo del Laboratorio de Tecnalia Azpeitia se procederá a la adaptación del banco de ensayos existente para el testeo de los expansores suministrados por fabricantes de referencia en el sector.

Una vez llevada a cabo las modificaciones pertinentes en dicho banco, puesta en marcha y en conjunción con el equipo de Eficiencia energética de Tecnalia Azpeitia, se procederá al ensayo del elemento expansor y caracterización del mismo en todo el mapa de aplicación, así como ajuste y validación de los modelos físicos de expansores basados en modelos determinísticos desarrollados con anterioridad.

Por lo tanto, los objetivos que se marcan para la realización de este proyecto se dividen en cuatro puntos principales.

- Análisis y asimilación de los modelos de expansores Scroll/tornillo desarrollados.
- Desarrollo de herramientas ágiles para ajuste de parámetros adimensionales en base a resultados experimentales. Esto es, realización de una plantilla para la recogida automática de los datos proporcionados por el banco de ensayos y ajuste adecuado para su posterior uso.
- Participación en el diseño de las modificaciones del banco de ensayos existente para la adaptación a los nuevos expansores a caracterizar.





- Ensayo y caracterización de Expansores Scroll/Tornillo y validación experimental de los modelos desarrollados.

## 4 Beneficios que aporta el trabajo

Identificar los beneficios que aporta la realización de un proyecto resulta una obligación, pues ayuda a definir los objetivos y a encontrar las soluciones adecuadas a los problemas que presenta el proyecto. En el estudio realizado se presentan tres tipos de beneficios en los que cada uno está dividido en 2 beneficiarios que son el realizador y el receptor del proyecto.

Los beneficios que aporta el estudio del análisis y asimilación de los modelos de expansión scroll de ciclos orgánicos para aplicaciones marinas, en el ámbito de la sostenibilidad repercute en una mejora medioambiental por el más eficiente aprovechamiento de la energía, por la obtención de la electricidad de una forma limpia y por la utilización de un refrigerante con bajo GWP en el circuito.

Los beneficios que aporta el trabajo se pueden dividir en dos ámbitos. Por una parte, se dan los beneficios que aporta el trabajo al complejo de Tecnalia. Estos beneficios se reflejan en la obtención de un mecanismo de lectura y análisis de datos que permite ahorrar tiempo y describe de una forma visual los parámetros de funcionamiento y respuesta del propio ciclo ORC. Además de tener caracterizado los expansores scroll y tornillo y la validación del correcto funcionamiento del ciclo.

Por otra parte, los beneficios que aporta el trabajo al realizador del proyecto de fin de máster se centran en la adquisición de experiencia en el ámbito de la empresa, realización de proyectos, puesta en marcha, realización de un banco de pruebas etc.

## 5 Estado del arte

El estado del arte muestra el estudio realizado de expansores para ciclos ORC (Organic Rankine Cycle) o Ciclo Orgánico de Rankine con multitud de refrigerantes para diferentes aplicaciones. Para ello se contextualiza el sector del consumo energético y la evolución de la contaminación global, así como las nuevas tecnologías de reutilización de energías.

### 5.1 Organic Rankine Cycle (ORC)

Dentro de los recuperadores de calor para aplicaciones marítimas, principalmente existen dos tipos de ciclos para obtener trabajo de una fuente de calor, los ciclos Rankine, ver Figura 2, y los ciclos Kalina. Dentro de los ciclos Rankine, estos se dividen en dos tipos, de vapor "Steam/conventional Rankine Cycle" (SRC) y los ciclos orgánicos de Rankine "Organic Rankine cycles" (ORC) [5]. Comparando los ciclos de Kalina y orgánico de Rankine, Milewski and Krasucki. [6] demostraron que el ciclo de Kalina se comportaba mejor a temperaturas altas, en cambio a bajas temperaturas, el ciclo orgánico de Rankine obtiene mejores resultados.

A temperaturas moderadas de fuentes de calor, la mejor eficiencia y mayor generación de energía se obtienen utilizando un fluido orgánico en el ciclo Rankine. Esto se debe a que el calor específico de vaporización es menor en fluidos orgánicos que en el agua [5], y necesita menos cantidad de calor para evaporar. El proceso de cambio de fase se realiza a presiones más bajas y menores temperaturas. El proceso de expansión termina en la zona de vapor y por tanto no es necesario el sobrecalentamiento evitando la erosión de las aspas (si las tiene). La baja diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador hacen que el ratio de caída de presión sea más bajo, con lo que turbinas simples de una etapa pueden ser utilizadas [7].

Los ciclos orgánicos de Rankine pueden tener diferentes configuraciones para obtener una eficiencia óptima y reducción de pérdidas de calor del sistema. Lecompte et al. [8] realizaron un estudio de las diferentes posibilidades de configuración de ORC avanzados y sus posibles mejores aplicaciones.

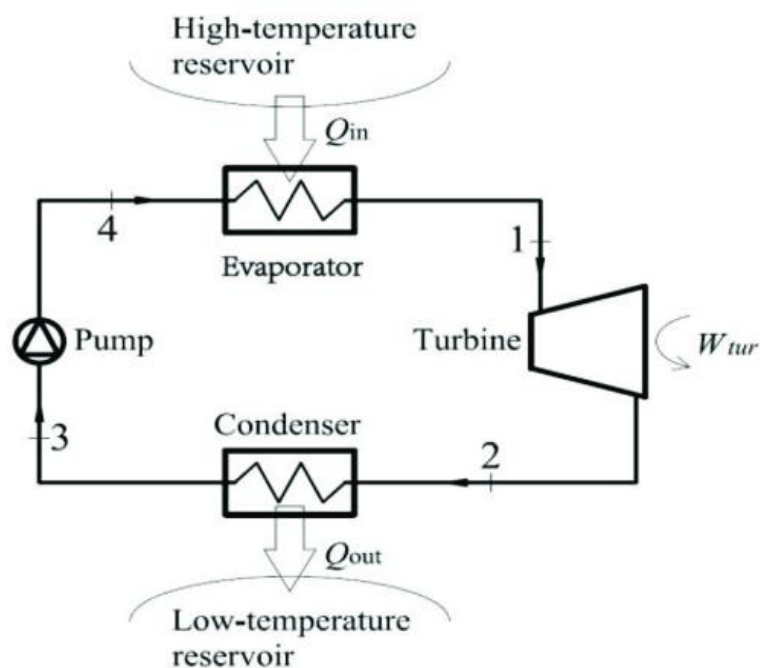


Figura 2 Esquema de un ciclo orgánico de Rankine básico [9].

Thekdi et al. [10] analizaron diferentes tecnologías de generación de energía para WHR “Waste Heat Recovery” (recuperación de calor residual) y la ORC como la óptima para el rango de temperaturas 95-260 °C con una eficiencia de conversión de 8-12 %.

### 5.1.1 Fluido orgánico

A la hora de elegir un fluido orgánico para el ciclo Rankine, se deben tener en cuenta varios factores como la conducta termodinámica del fluido, alta densidad de vaporización, baja viscosidad, alto nivel de seguridad, bajo “greenhouse warming potential” (GWP), buena accesibilidad y bajo coste [11]. A pesar de la gran variedad de fluidos, ninguno se ha especificado



como el óptimo, esto se debe a las diferentes hipótesis que se pueden tomar como la importancia del bajo GWP, diferentes condiciones de uso, y que los objetivos en función de la optimización dependen de la aplicación. No obstante, varios estudios [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18], recomiendan el fluido con la temperatura crítica más alta, ya que derivaría en un aumento de la eficiencia de la planta. En cambio, altas temperaturas críticas implican trabajar a bajas densidades de vapor, conduciendo a mayores costes en el sistema por un aumento del tamaño. Douvartzides and Karmalis. [19] estudiaron 37 fluidos de trabajo y demostraron que, con el fluido apropiado, la eficiencia de la planta puede mejorar un 6 %.

### 5.1.2 Aplicaciones

Hasta ahora mayormente se ha utilizado el Ciclo Orgánico de Rankine (ORC) en aplicaciones de conversión de calor en combustiones de biomasa, fluidos dominados por líquido de reservas geotérmicas y en aplicaciones de pérdida de calor en procesos industriales [20]. Esto se debe a la optimización de la eficiencia por la temperatura de funcionamiento del foco caliente. No obstante, esta tecnología se está ampliando también a otros sectores de la industria como la utilización de ORC-s en aplicaciones marinas.

En aplicaciones marinas, Song et al. [21] concluyeron que con una eficiencia del ORC de 18-21 %, en un motor diésel de aplicación marina, se conseguirían un incremento en la eficiencia total de la planta del 10 %. Larsen et al. [22] definen que la eficiencia óptima de un sistema ORC oscila entre el 20 y 30 % para una fuente de calor con temperatura que oscila entre 180 y 360 °C. Esto se puede trasladar a una mejora de la eficiencia de toda la planta de entre 10 y 15 % aproximadamente.

## 5.2 Expansores

El análisis para encontrar un expansor adecuado y comercialmente disponible para trabajar en ciclo ORC en bajas potencias está perjudicado por la escasa demanda de este tipo de dispositivos. En este estudio se presentan varias revisiones de investigaciones realizadas anteriormente sobre los dispositivos de expansión comerciales, con la finalidad de seleccionar el expansor que mejor se adecue.

El rendimiento de un sistema ORC está directamente relacionado con el correcto funcionamiento del expansor. La elección de la tecnología del expansor depende de las condiciones de operación y el tamaño del sistema. Las principales tecnologías de expansión son las turbomáquinas o turbinas; y los expansores volumétricos o de desplazamiento positivo.

### 5.2.1 Turbomáquinas

Las turbomáquinas se basan en altas presiones de gas que circulan por los alabes de la turbina produciendo un giro y que el gas se expanda. Ello produce un intercambio de energía entre el fluido y la turbina. Estos expansores funcionan con elevados rendimientos a elevadas presiones

y potencias y grandes caudales volumétricos para que su operación sea rentable a bajas presiones [23].

Las turbomáquinas están diseñadas para un funcionamiento con elevadas potencias de salida. Estas turbinas diseñadas para ciclos ORC necesitan menos etapas, por consiguiente, son más baratas y más pequeñas [24]. Aun así, al ser una tecnología diseñada para grandes potencias, su utilización en ciclos orgánicos de Rankine es menos común.

Dentro del grupo de las turbinas, se dividen en dos grupos, las turbinas axiales y radiales, tal y como se muestra en la Figura 3. Estas turbinas funcionan a altas presiones y las máximas eficiencias isentrópicas rondan 78-90 % [25] [26] [27]. Estas turbinas suelen ser atractivas a potencias mayores de 100 kW y/o a temperaturas entre 120 y 350 °C [24].

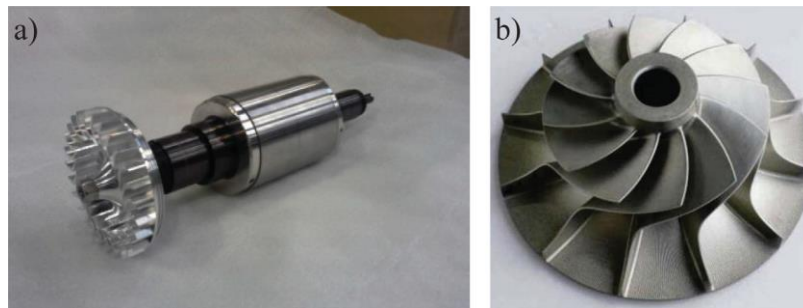


Figura 3 a) Turbina axial; b) Turbina radial

Las turbinas axiales tienen un mejor comportamiento a altos flujos volumétricos y bajas caídas de entalpía. Las turbinas radiales se utilizan mayoritariamente cuando el flujo volumétrico es bajo comparando con la diferencia de entalpía. Esto se debe a que el cambio de momento tangencial es mayor en estas turbinas siendo el trabajo obtenido equivalente a dos etapas de turbinas axiales. Ello implica una reducción de pérdidas mecánicas. Además, las turbinas radiales son más rentables ya que un aumento de las etapas en turbinas axiales implica un mayor coste.

Se han analizado diferentes estudios realizados con turbomáquinas en la Tabla 1, donde se han tenido en cuenta las temperaturas y presiones a la entrada del expansor, la eficiencia isentrópica, el ratio de presión, la velocidad de giro y el fluido utilizado en el sistema.

Tabla 1 Diferentes estudios de turbomáquinas para ciclos ORC a pequeña escala.

$\eta_s$ [%]	$T_{in}$ expansor [°C]	$P_{in}$ [bar]	Ratio de presión	Potencia de salida [W]	Velocidad [rpm]	Fluido de trabajo	Referencia
46	701	3,41	2,10	1501	17.000	R123	Yamamoto et al. [28]
85	70	2,21	1,1	1500	60.000	HFE-301	Yagoub et al. [29]



40	95	2,71	1,1	1500	60.000	n-Pentano	Yagoub et al. [29]
----	----	------	-----	------	--------	-----------	--------------------

Estudios realizados por Quoilin et al. [11] muestran un mapa de operación para los diferentes dispositivos de expansión en función de su rango de potencia, definiendo que el rango de operación adecuada para las turbo-maquinas es a potencias superiores a 100 kW, ver Figura 4, mientras que los dispositivos de expansión volumétrica (Screw y Scroll) son más adecuados para trabajar en rangos de potencia más bajos.

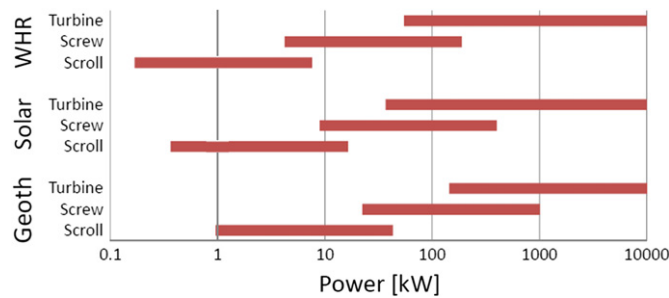


Figura 4 Rangos de potencia de diferentes expansores volumétricos y turbomáquinas, para aplicaciones de recuperación de calor residual, solar y geotérmica

Las turbomáquinas no son adecuadas para unidades a pequeña escala, ya que la velocidad de rotación aumenta drásticamente al bajar la potencia de salida. Es por ello que no se encuentran estos expansores en el mercado. Aun así, se han realizado estudios con prototipos a pequeña escala con buenas respuestas. Pei et al. [30] testaron un turbo-expansor de 600 W con caja de cambios utilizando aire, consiguiendo 42 % de eficiencia a 55.000 rpm. Kang [31] desarrolló una turbina radial de 30 kW para HFC-245fa utilizando un generador de alta velocidad, 20.000 rpm. Obteniendo una eficiencia isentrópica total de 67 %.

### 5.2.2 Expansores volumétricos

La mayoría de los expansores de desplazamiento positivo son los pistones, Scroll, tornillo (Screw) y los expansores rotativos de paletas. Las ventajas en bajas potencias de los expansores volumétricos frente a las turbinas son las siguientes [32] [33] :

- El funcionamiento de los expansores rotativos depende de la velocidad periférica.
- La velocidad periférica para expansores Scroll es de 1-10 m/s, mientras que para las turbomáquinas es de 300 m/s.
- Las turbomáquinas tienen que ser creadas con múltiples etapas de expansión, por su bajo ratio de presión por etapa. Mientras que los expansores de desplazamiento positivo es preferible que tengan una sola etapa.
- Los expansores tornillo y Scroll son capaces de expandir en dos fases líquido-vapor, lo que presenta una ventaja en ciclos ORC.



El aumento de líneas de investigación para encontrar nuevas fuentes de energía ha producido un aumento en la necesidad de utilizar ciclos orgánicos Rankine con este tipo de expansores. Esto se debe a su mejora en el comportamiento respecto a las turbomáquinas, ya que su mejor rendimiento de funcionamiento es a bajas presiones y potencias. No obstante, es difícil encontrar estos expansores en el mercado.

En el caso de sistemas ORC en pequeña escala, los más adecuados son los expansores con desplazamiento positivo, ya que se caracterizan por trabajar con flujos más pequeños, ratios de presión más altas y velocidades de rotación más bajas que las turbomáquinas [34]. Expansores de desplazamiento positivo son buenos sustitutos en bajas potencias de salida, la velocidad de rotación suele estar limitada a 1500-3000 rpm a 50 Hz, son fiables, toleran la presencia de un cambio de fase en el proceso de expansión y tienen buena eficiencia isentrópica.

#### **5.2.2.1 Expansores tornillo (Screw)**

Los expansores Screw son aquellos que tienen dos rotores helicoidales y entra en el grupo de los expansores de desplazamiento positivo. La geometría debe ser muy precisa para atrapar el fluido, el espacio entre los rotores y el revestimiento está alrededor de 50  $\mu\text{m}$ . Estos expansores cubren entre 20 kW y 1 MW con capacidad de albergar flujos de 25-1100 L/s. La máxima velocidad de giro para estos expansores suele ser de 21000 rpm.

Las condiciones de funcionamiento son importantes en ese tipo de expansores, para obtener mejores eficiencias se deben tener las mínimas fugas en el expansor, un correcto ratio de volumen de expansión y “tip speed ratio” ratio de velocidad periférica.

En el estudio realizado por Wei et al. [35], desarrollaron un expansor de tornillo que se caracterizó con una temperatura superior de 17 °C y una presión superior de 6 bar, y con una velocidad de rotación de 2850 rpm con aire como fluido de trabajo. La potencia mecánica obtenida con este expansor fue cercana a 5 kW y su rendimiento global llegó a los 30,76 %. Por otro lado, Schuster [36] obtuvo en su desarrollo del expansor de tornillo una potencia mecánica de 2,5 kW y un rendimiento global de 60 %, con unas condiciones de presión entre 8 y 9 bar y una velocidad de rotación de 500-2300 rpm.

Otro estudio realizado por Melotte [37], también desarrollaron un expansor de tornillo que se caracterizó con una presión superior entre 5 y 10,5 bar, y con una velocidad de rotación de 3000 rpm con Solkatherm como fluido de trabajo. La potencia mecánica obtenida con este expansor fue cercana a 8,6 kW y su rendimiento global llegó a los 60,1 %.

#### **5.2.2.2 Expansores Scroll**

Los expansores Scroll están compuestos por dos piezas Scroll, uno funciona como rotor y otro como estator, ver Figura 5. La geometría de estos expansores es precisa y tiene una relación directa con la eficiencia. Los expansores Scroll pueden ser modificados para utilizarse como

compresores sin apenas necesidad de modificaciones. Estos expansores funcionan con un ratio volumétrico fijo, ello provoca una reducción de la eficiencia y de la conducta del sistema.

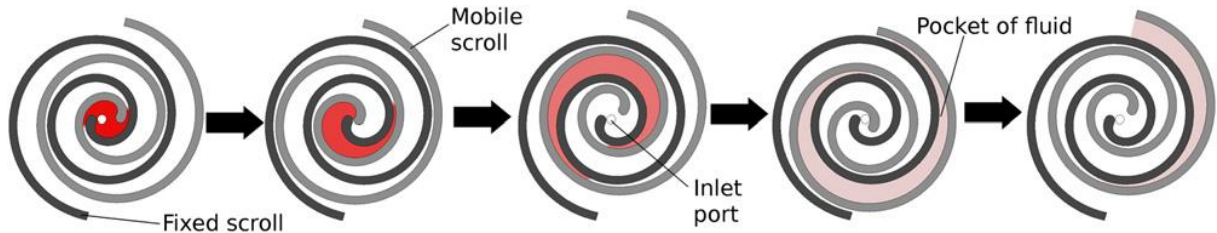


Figura 5 Descripción grafica del funcionamiento de un expansor Scroll

El estudio realizado por Demirkaya. G [38] muestra que los expansores Scroll tienen buen funcionamiento y buena eficiencia bajo un amplio rango de condiciones de operación. Para unas condiciones de uso optimas puede llegar a tener una eficiencia de 83 %, sino la eficiencia ronda los 30-50 %. En la Tabla 2 se muestran diferentes estudios de expansores Scroll, donde se muestran las condiciones de uso, la eficiencia isentrópica, la potencia obtenida y el fluido de trabajo.

Tabla 2 Comparación de diferentes estudios realizados en diferentes condiciones de operación de diferentes expansores scroll.

$\eta_s$ [%]	$T_{in}$ expansor [°C]	$P_{in}$ [bar]	Ratio de presión	Potencia de salida [W]	Velocidad [rpm]	Fluido de trabajo	Referencia
67	127	13,500	8,8	12.001	3.670	R123	Mathias et al. [39]
81	149	18,200	5,5	13.801	3.670	R123	Mathias et al. [39]
83	155	17,900	3,1	17.501	3.670	R123	Mathias et al. [39]
83	120	11,900	3,0	10.400	3.670	R123	Mathias et al. [39]
49,9	170	6,400	3,8	256	1.287	R123	Peterson et al. [40]
65	136	8,311	-	350	2.800	R123	Saitoh et al. [41]
33	145	13,000	11,4	-	2.355	Agua	Kim et al. [42]



65	65	1,311	-	20.500	2.000	R134a	Manolacos et al. [43]
68	142	10,030	5,0	-	2.296	R123	Lemort et al. [44]
45,12	70	3,251	-	2.111	8.911	R134a	Manolacos et al. [45]

### 5.3 Propuesta de investigación

Inicialmente se procederá a la adaptación del banco de ensayos existente para el testeo de los expansores suministrados por fabricantes de referencia en el sector. Seguidamente, se realizará la puesta en marcha, en conjunción con el equipo del Laboratorio de Tecnalia Azpeitia. Se procederá al ensayo del elemento expansor y caracterización del mismo en todo el mapa de aplicación, así como propuesta a futuro la realización de un ajuste y validación de los modelos físicos de expansores basados en modelos determinísticos desarrollados con anterioridad.

Las tareas por desarrollar durante el proyecto serán la verificación del correcto funcionamiento de todos los componentes de la bancada, su puesta en marcha y la realización de los ensayos y su posterior análisis de los resultados.

### 5.4 Conclusiones y consideraciones finales

La idea principal del trabajo es optimizar la generación de electricidad mediante nuevas fuentes de energías que protejan el medio ambiente. Es por ello que se ha investigado otra forma de generación de energía o recuperación de energía de otros procesos.

La mejor forma que disponemos de obtener energía o recuperar energía de una fuente de baja temperatura es mediante un ciclo ORC. En la cual se utilice un fluido de operación que tenga un bajo GWP.

El elemento más importante del ciclo ORC es el expansor, el cual se define para que tenga un funcionamiento a bajas temperaturas. Para ello, se opta por utilizar un expansor de tornillo (Screw) o un expansor Scroll, los cuales presentan mejores funcionamientos en las condiciones deseadas según la bibliografía analizada.

Atendiendo a los principales resultados que se pretenden obtener en el proyecto, en el caso de las tecnologías de recuperación de calor de baja temperatura y dispositivos de expansión disponibles, se espera que los compresores tipo Scroll, puedan adaptarse fácilmente para operar como expansores para la producción de energía mecánica. Además, teniendo en cuenta las investigaciones de la bibliografía estudiada, se espera que el rendimiento del expansor pueda mejorarse reduciendo las fugas internas que pueda presentar el ciclo y la caída de la presión de succión.





## 6 Análisis de riesgos

Durante la realización del proyecto se pueden dar varios contratiempos en términos de los riesgos que pueden generarse. Para prevenir dichos contratiempos, se ha realizado un análisis de los riesgos que se divide en los siguientes aspectos.

Riesgos relacionados con medidores de datos. Los sensores de temperatura, presión, caudal y otros medidores pueden ocasionar variaciones en los datos. Para ello se deben calibrar todos los instrumentos antes de su uso en el ciclo. Esta calibración se realiza automáticamente mediante un instrumento, pero su banda de error se debe añadir en el Scada manualmente. Estos errores pueden provocar variaciones en la lectura de los datos.

Riesgos relacionados con comunicaciones. La transferencia de datos y comunicaciones desde la bancada a la base de datos del ordenador se realiza mediante un PLC (Programable logic controller). Los riesgos relacionados con la comunicación pueden generar pérdidas de datos o problemas de conectividad con el Scada.

Riesgos relacionados con los equipos utilizados. Los equipos utilizados en el ciclo también pueden ser una fuente de distorsión de fallos, o sino serlo, convertirse en el futuro. Estos equipos pueden presentar pequeñas variaciones en el funcionamiento. Se va a trabajar con variaciones de temperatura y presiones que afectarán a los equipos en su funcionamiento.

Finalmente, uno de los riesgos más importantes son los problemas que puedan aparecer en la puesta en marcha, esto es, antes del primer arranque de la bancada.

## 7 Descripción de tareas, fases, equipos o procedimientos

La descripción de las tareas, fases y procedimientos a realizar durante el proyecto han sido definidas en conjunto con el equipo de trabajo de Tecnalía. Las tareas realizadas en el proyecto se han dividido entre el realizador del proyecto (Mikel Txintxurreta), el director del proyecto (Zigor Uriondo) y el equipo de eficiencia energética de Tecnalía Azpeitia comandado por (Xabier Peña).

El proyecto se ha dividido en cuatro fases, en las cuales se deben realizar varias tareas. La primera fase se centra en el estudio teórico del ciclo ORC. Dentro de esta fase se pueden dividir las siguientes tareas:

- Análisis del estado del arte: Se han estudiado artículos y trabajos de estudios similares con el fin de entender el funcionamiento de los ciclos orgánicos de Rankine, situar la materia y entender el alcance el proyecto. Del mismo modo se han identificado ensayos similares realizados en otros ámbitos. Esta tarea comienza con el proyecto el día 1 de noviembre de 2020 y tiene una duración de 6 semanas.



- Aprendizaje del programa: Se trata de aprender el funcionamiento del programa EES que se utilizará para resolver el modelo teórico del ciclo ORC y todas las operaciones matemáticas. Se inicia al finalizar punto anterior y dura 2 semanas.
- Resolución del modelo de un ciclo ORC para el fluido que se utilizara en el banco de ensayos de Tecnalia: Se va a hacer uso de un modelo de ciclo ORC y se modificará y resolverá el problema termodinámico para el caso del fluido seleccionado, dejando todo el código en función del fluido. Esta tarea se inicia con el final de la anterior y tiene una duración de 10 semanas.

Una vez obtenidos los resultados del modelo teórico del ciclo Rankine, se da por finalizada la primera fase del proyecto. A continuación, en la segunda fase se empieza con el planeamiento conjunto con el equipo de eficiencia energética de Tecnalia. Esta fase describe la revisión de la información de la bancada y determinación estado actual del ORC. Dentro de esta fase se pueden dividir las siguientes tareas:

- Estudio del PID de la bancada: Se debe analizar y comprender el funcionamiento del PID de la bancada teóricamente. Esta tarea se realizará sin ver la bancada físicamente y tiene una duración de una semana.
- Estudio Datasheets componentes: La bancada se compone de varios componentes las cuales hay que saber los datos y el funcionamiento. Para ello, en esta tarea se estudian los datasheets (hojas de especificaciones) de los componentes. Tiene una duración de 1 semana.
- Estudio esquemas eléctricos y SCADA: La bancada consta de variadores de frecuencia, sistema de control, resistencias de frenado etc. Por lo que se debe estudiar el esquema eléctrico para verificar que el cableado este bien realizado y conectado. Esta tarea tiene una duración de 1 semana.
- Estudio de la bancada física, revisar estado de montaje y determinar acciones correctoras: Una vez realizado el estudio teórico, las tareas se trasladan al centro en Azpeitia para revisar la bancada físicamente, revisar todo el montaje que este correctamente realizado y definir las mejoras a realizar en la bancada. Esta tarea tiene una duración de 1 semana.
- Definición de instrumentación, software y hardware que se requiera y no se disponga y ejecutar acopio: La revisión de la bancada (tarea anterior) permite definir la instrumentación, el software y hardware que se requieren para el correcto funcionamiento y recogida de datos. En el caso de no disponer de dichos elementos en la bancada, se deberán conseguir e implementar. Esta tarea se puede realizar junto con la tarea anterior y tiene una duración de 1 semana.

Una vez revisado la información de la bancada y realizado la determinación del estado del ORC se traslada a una tercera fase donde se da el montaje de la bancada. Esta fase se realiza en conjunto con el equipo de tecnalia y tiene una duración de 12 semanas. Dentro de esta fase se dividen varias tareas que se pueden agrupar en tres grupos. Por una parte, se da el conexionado y etiquetado de la bancada. Por otra parte, se deben realizar las pruebas a presión para detectar fugas y posteriormente el llenado de la bancada con el fluido orgánico. Finalmente, dentro de esta fase, en el tercer grupo se da la puesta en marcha y el modo de operación del ORC, la cual se puede dividir en las siguientes tareas:



- Aprendizaje, actualización e Introducción del SCADA en el sistema de control general del laboratorio: En esta tarea se debe revisar el funcionamiento del scada, aprender el funcionamiento e introducir en el sistema de control. La tarea tiene una duración de 1 semana.
- Revisar y actualizar type test, configurar sistema de adquisición de datos y su carpeta: En esta doble tarea se debe realizar un análisis de la plantilla de recogida y estudio de los datos, y actualizar o modificar dicha plantilla para acondicionar con la salida de datos del scada. Tiene una duración de 2 semanas.
- Calibración y/o verificación sensórica bancada: Otro aspecto importante es la calibración y la verificación de todos los medidores y sensores de la bancada. Esta tarea confirmara posteriormente una correcta recogida de los datos. La tarea tiene una duración aproximada de 2 semanas.
- Validar puesta en marcha: Finalmente se debe realizar la última tarea de esta fase que engloba todas las tareas, ya que deben estar finalizadas para poder realizar la validación de la puesta en marcha. Esta tarea tiene una duración de 1 semana.

La cuarta y última fase del proyecto se centra en las pruebas de la bancada, los resultados y las conclusiones que se obtienen de las pruebas. Estos tres aspectos se dividen en las siguientes tareas:

- Ensayos para la caracterización de los expansores: Inicialmente se debe definir el modo de ensayo, los puntos y parámetros importantes que se deben medir. Una vez definidos estos puntos, la tarea se centra en la realización de dichos ensayos. Esta tarea tiene una duración aproximada de 6 semanas.
- Asistencia con análisis de datos: En conjunto con la anterior tarea, mientras se están realizando los ensayos se debe dar asistencia con el análisis de los datos recogidos. La duración de este análisis tiene una duración aproximada de 5 semanas.
- Preparación de gráficas e informe de resultados obtenidos: Junto con el análisis de los datos se deberán realizar los gráficos y preparar los informes de los resultados obtenidos. Esta tarea tiene una duración aproximada de 4 semanas.
- Redacción de la memoria: Finalmente una vez terminado todo lo anterior se ha de redactar la presente memoria. En este apartado se incluirá la corrección de lo indicado por el director del trabajo. Esta tarea se podrá realizar durante el proyecto y tendrá una duración de 8 semanas.
- Supervisión y corrección del trabajo: Comienza con el proyecto y consiste en la supervisión del trabajo realizado por el alumno y la corrección de fallos que pueda cometer. Tiene una duración de 34 semanas, la misma del proyecto.

## 8 Diagrama de Gantt/cronograma







## 9 Cálculos

Los cálculos se han dividido en dos fases, una teórica y una práctica. El modelo teórico se ha realizado para obtener un resultado previo al análisis de la bancada. Este resultado se aproxima al modelo práctico, pero tiene diferencias en términos de diseño de elementos. El modelo teórico se ha realizado con un modelo básico de ciclo ORC.

### 9.1 EES

El ciclo ORC que se ha utilizado en el modelo teórico para realizar una aproximación a los datos obtenido en el banco de ensayos de Azepeitia es el siguiente.

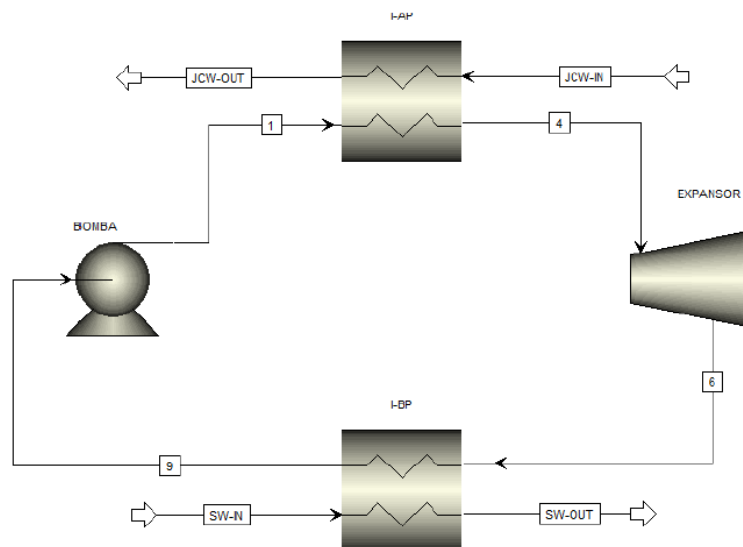


Figura 6 Esquema básico del ciclo orgánico de Rankine. Modelo teórico de la bancada.

Los procesos que se dan en el ciclo ORC básico son los siguientes:

- 1-4: Calentamiento del fluido a alta presión con el calor cedido por el agua de camisas, tiene pérdidas de carga. Este proceso se produce en el evaporador.
- JCWin-JCWout: Es el proceso de enfriamiento del agua de camisas, es la otra corriente del evaporador. Su distancia más cercana al proceso 1-4 representa el Pinch Point del evaporador.
- 4-6: Expansión del fluido tras calentarse, se da en el expansor y está conectado a un generador eléctrico para producir electricidad.
- 6-9: Enfriamiento del fluido frigorígeno a baja presión, tiene pérdidas de carga y sale subenfriado. Este proceso se da en el condensador.



- SW<sub>in</sub>-SW<sub>out</sub>: Representa al calentamiento del agua de mar para absorber calor cedido por el ciclo en el condensador. Este proceso es la otra corriente del condensador. Requiere de trabajo para vencer las pérdidas de carga del agua de mar. Su distancia más cercana al enfriamiento 6-9 representa el Pinch Point del condensador.
- 9-1: Compresión del fluido frío a baja presión. Este proceso requiere trabajo y se da en la bomba. Los puntos 9 y 1 respectivamente representan las salidas isoentrópica y real de la bomba. Sus entalpías y entropías son diferentes, pero de valores muy próximos, por lo que los dos puntos están prácticamente superpuestos en el diagrama T-s.

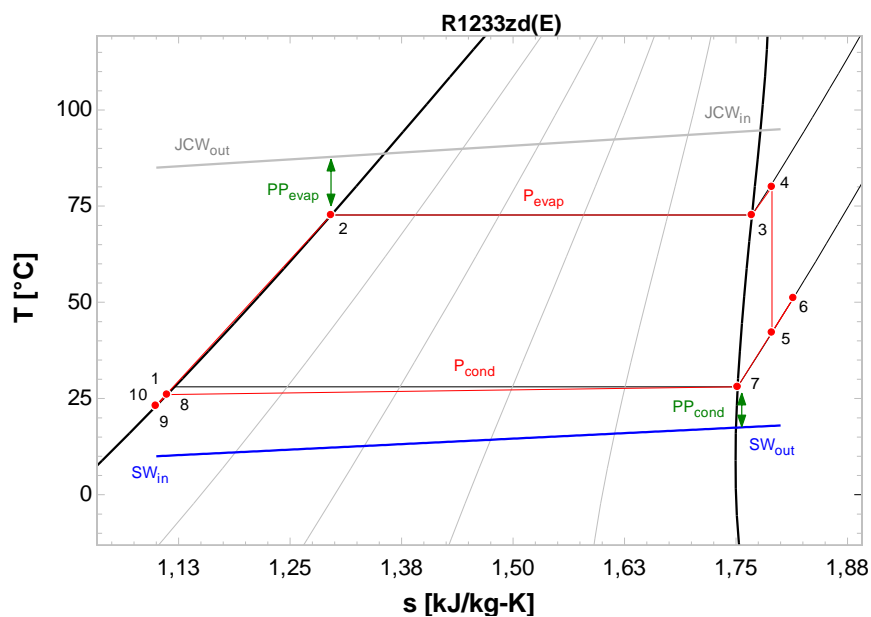


Figura 7 Diagrama T-S del modelo teórico de un sistema ORC básico realizado en EES. Elaboración propia.

Se incluye la Figura 8 con la ampliación de la zona 8,9,10 y 1 para una mejor apreciación del comportamiento del sistema en la zona líquida.



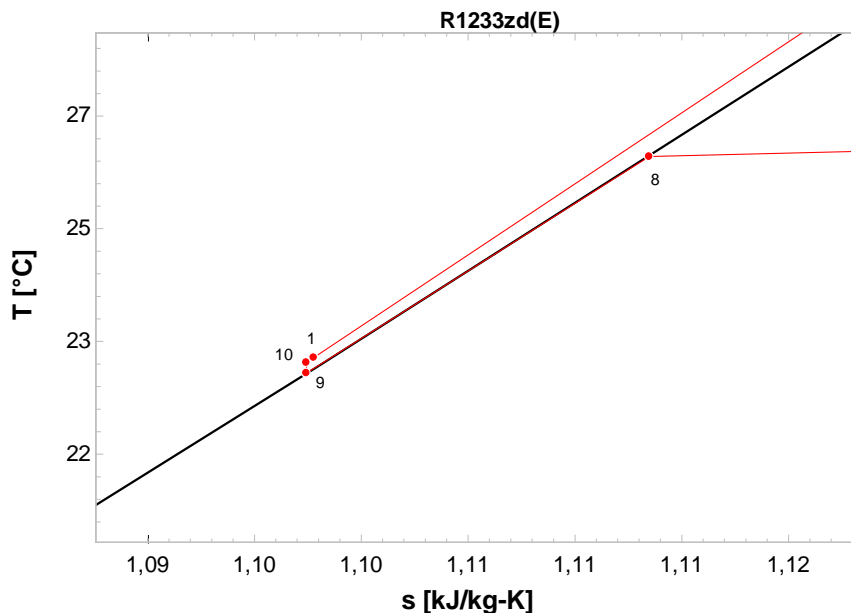


Figura 8 Diagrama T-S ampliado del modelo teórico de un sistema ORC básico realizado en EES. Elaboración propia.

## 9.2 Bancada ORC

La bancada real utilizada para realizar los ensayos se difiere del modelo teórico realizado en EES. La aproximación realizada en el modelo teórico permite tener una referencia de los valores que se puedan obtener en los ensayos. La principal diferencia del modelo teórico y la bancada es la cantidad de equipos con que se pueden realizar mediciones y las pérdidas de carga que implica cada una de ellas. Además de tener dos expansores montados en paralelo, un precalentador y un evaporador y equipos que funcionan como colectores de líquido.

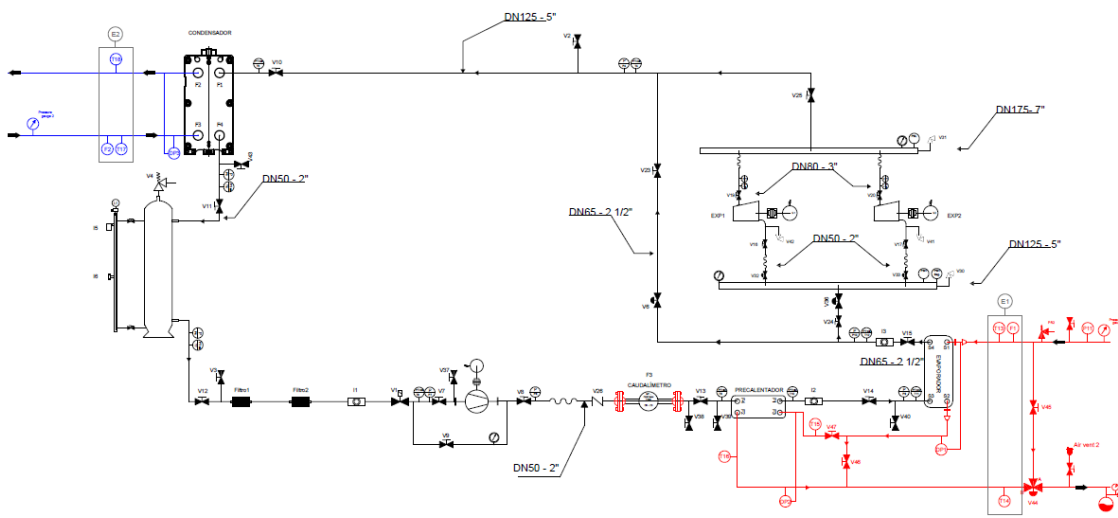


Figura 9 Esquema detallado del PID de la bancada ORC.



Enumerando los procesos desde la entrada del fluido refrigerante en el condensador, los procesos que se dan en el ciclo ORC de la bancada son los siguientes:

- 1-2: Enfriamiento del fluido refrigerante a baja presión. Tiene pérdidas de carga y se da el cambio de fase. Este proceso se da en el condensador. El condensador funciona con el agua fría de los anillos.
- 2-3: Depósito acumulador del refrigerante. Regula el caudal del refrigerante para que se mantenga estable y asegurar que llega en fase líquida a la succión de la bomba.
- 3-4: Aumento de la presión del fluido refrigerante mediante la bomba. Este proceso requiere trabajo realizado por la bomba alimentada mediante electricidad. Posibilidad de evitar la bomba mediante el circuito de by-pass.
- 4-5: calentamiento del fluido en el precalentador mediante el agua caliente de los anillos. Esta agua procede de la salida del evaporador.
- 5-6: sobrecalentamiento del fluido en el evaporador. Se da el cambio de fase de líquido a gas. La entrada de agua caliente en el evaporador viene directamente de los anillos y la salida del evaporador está canalizada a la entrada del precalentador.
- 6-1: expansión del fluido refrigerante en el expansor scroll que está conectada a un generador eléctrico para producir electricidad. El fluido a la entrada del expansor está a alta presión y temperatura, en la salida sale a baja presión y temperatura.
- CWin-CWout: Entrada y salida de agua fría en el condensador. Simulación del caudal de agua de mar mediante el anillo de agua fría. Absorbe el calor cedido por el fluido refrigerante en el cambio de fase de gas a líquido en el condensador.
- HWin-HW1out: Entrada y salida de agua caliente en el evaporador. Simulación del caudal de agua caliente de las camisas de un motor marino mediante el anillo de agua caliente. Cede el calor al fluido refrigerante para que aumente la temperatura y se dé el cambio de fase.
- HW1out-HW2out: Entrada y salida de agua caliente en el precalentador. Simulación del caudal de agua caliente de las camisas de un motor marino mediante el anillo de agua caliente. Cede el calor al fluido refrigerante para que aumente la temperatura. La entrada del precalentador es la salida del evaporador.

### 9.2.1 Diseño

En cuanto al diseño del ciclo ORC del banco de ensayos de Tecnalia Azpeitia, varía respecto al diseño del ciclo ORC básico realizado en el modelo teórico. En este caso, el ciclo ORC, de la Figura 10, consta de un depósito acumulador del refrigerante (depósito azul), un precalentador y un evaporador y dos expansores con dos generadores cada una en su eje. Los elementos auxiliares de la Figura 10 nos muestran diferentes equipos de medida y válvulas de corte del sistema.

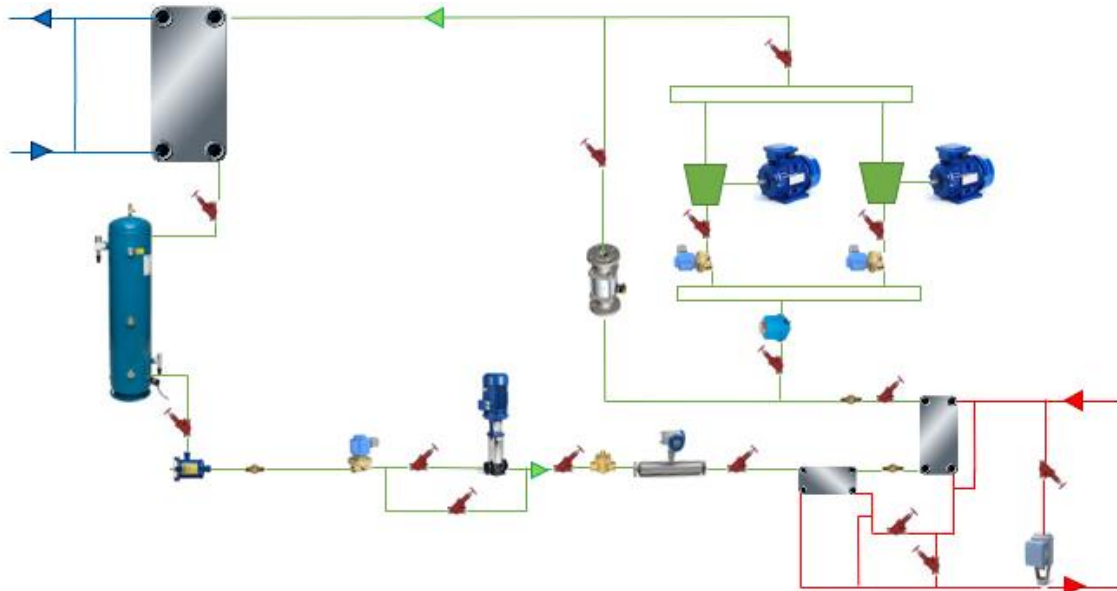


Figura 10 Diseño del ciclo ORC del banco de ensayos de Tecnalia Azpeitia.

La bancada funciona con tres circuitos diferentes. En el primer circuito del condensador, el fluido de circulación es agua a baja temperatura para realizar la condensación del fluido del segundo circuito, esto es, del circuito del refrigerante R1233zd(e). Este segundo circuito circula por el precalentador y evaporador, las cuales están en contacto con el tercer circuito. En el tercer circuito circula agua a alta temperatura con la función de evaporar el refrigerante del segundo circuito.

### 9.2.2 Equipos de la bancada

La bancada del ciclo ORC consta de varios equipos que permiten hacer funcionar el ciclo y circular el fluido refrigerante. Se trata de equipos tanto del circuito del refrigerante como el control de señales y electrónica. Los equipos y los modelos se describen en la Tabla 3.

Tabla 3 Equipos principales del circuito refrigerante/agua y generación/variador de la bancada ORC.

Descripción	Modelo	Fluido
Bomba de circulación	DP pumps (DPVF 4/8B)	Refrigerante
Variador frecuencia	Sedical (ABB)(VSE550-01-04A1-4)	
Precalentador	Sedical (UFPB-61/90-H-BR30)	Refrigerante/agua
Evaporador	Sedical (UFPB-61/190-TLA-BR30)	Refrigerante/agua
Condensador	Sedical (UFPW-102/68-TMA-IS-PN16)	Refrigerante/agua
Receptor de líquidos		Refrigerante



Expansor	Airsquared (E25H074A)	Refrigerante
Expansor	Airsquared (E25H074A)	Refrigerante
Generador asincrono	Obeki (RLA-16MEXXF(J16BXP10K2P))	
Generador asincrono	Obeki (RLA-16MEXXF(J16BXP10K2P))	
Filtro	Castel (4411/17C)	Refrigerante
Filtro	DANFOSS DCR 04817s 23U7257/ DANFOSS 48-DN/DM 023U1392	Refrigerante
Visor	Henry SG/1206	Refrigerante
Visor	Henry SG/1206	Refrigerante
Visor	Henry SG/1206	Refrigerante

Además de los equipos principales, la bancada está dotada de un amplio sistema de equipos de medida que realizan la función de recogida de datos. Se dividen entre el circuito del refrigerante y el circuito de agua. Cada una está asociada a un equipo principal del circuito. El ciclo ORC consta de las siguientes tecnologías de medición para realizar un correcto control y visualización de los datos.

Tabla 4 Equipos auxiliares de la bancada ORC. Realizan la función de medición de datos del circuito

Descripción	Línea/Equipo	Servicio	Tipo
Manómetro de baja	Colector de descarga	Refrigerante	PG
Manómetro de alta	Colector de aspiración	Refrigerante	PG
Presostato alta	Colector de aspiración	Refrigerante	PB
Presostato alta seguridad	Colector de aspiración.*	Refrigerante	PB
Presostato baja	Colector de descarga	Refrigerante	PB
Salida del EXP1	Salida del EXP1	Refrigerante	PT
Salida del EXP2	Salida del EXP2	Refrigerante	PT
Entre EXP y CD	Entre EXP y CD	Refrigerante	PT
Salida del CD	Salida del CD	Refrigerante	PT
Salida del LR	Salida del LR	Refrigerante	PT



Aspiración de bomba	Aspiración de bomba	Refrigerante	PT
Descarga de bomba	Descarga de bomba	Refrigerante	PT
Entrada del EV	Entrada del EV	Refrigerante	PT
Salida del EV	Salida del EV	Refrigerante	PT
Entrada evaporador	Entrada evaporador	Agua	PT
Sonda de temperatura	Salida del EXP1	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Salida del EXP2	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Entre EXP y CD	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Entrada del CD	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Salida del CD	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Salida del LR	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Aspiración de bomba	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Entrada precalentador	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Salida precalentador	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Entrada evaporador	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Salida evaporador	Refrigerante	TT
Sonda de temperatura	Entrada evaporador	Agua	TT
Sonda de temperatura	Salida evaporador-entrada precalentador	Agua	TT
Sonda de temperatura	Salida precalentador	Agua	TT
Sonda de temperatura	Entrada condensador	Agua	TT
Sonda de temperatura	Salida condensador	Agua	TT
Coriolis	En la impulsión de la bomba	Refrigerante	FT
Coriolis	Entrada al evaporador	Agua	FT
Medidor de nivel	En el receptor de líquidos	Refrigerante	FT

\* Protege el sistema frente a presiones excesivas y para ello detiene la bomba, antes de que presión del sistema haga saltar la válvula de seguridad.



Todos los equipos auxiliares, esto es, sensores y actuadores están conectados con el centro de control para realizar un seguimiento del funcionamiento del ciclo. Este centro de control se centra en un PLC de Siemens (modelo SIMATIC ET 200SP) y varios módulos analógicos y digitales que funcionan como entradas para la lectura de los datos.

Las mediciones de los manómetros, sondas de temperatura etc. se comunican con los módulos de Siemens al Scada. El scada permite descargar los datos recibidos en un archivo .csv para poder ser tratados y analizados en Excel.

Con el fin de automatizar y agilizar la recogida y análisis de los datos, se ha creado una plantilla Excel donde automáticamente recoge los datos del archivo .csv y los clasifica en función del análisis que se requiera.

### 9.2.3 Cálculos

Los principales cálculos que se han realizado en la plantilla Excel permiten realizar el seguimiento de los sensores de temperatura del circuito, presión en los diferentes puntos del circuito, evolución del caudal del refrigerante, flujos de calor cedidos y absorbidos en el condensador y evaporador etc. Todos estos datos se muestran en diferentes gráficos obtenidos en los ensayos realizados.

Para generar estos gráficos y realizar los cálculos se ha procedido a utilizar el aplicativo de CoolProp. Esta aplicación es un almacén de datos termodinámico que permite obtener los valores de las entalpías, entropías, calores específico etc. partiendo de los datos obtenidos de presiones y temperaturas de la bancada. Así, con la base de datos se ha procedido a calcular los balances de energía de los diferentes componentes de la bancada, como son el condensador, precalentador, evaporador y generador. Los balances de energía en el condensador se realizan tanto por el lado del agua como del refrigerante. De esta forma se pueden calcular las pérdidas y la eficiencia del intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_{\text{Cond,Agua}} = \dot{m}_{\text{frío}} c_p \Delta T \quad (1)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{frío}}$  = Flujo másico del agua del anillo de frío [kg/s]

$c_p$  = Calor específico del agua del anillo de frío [kJ/kg °C]

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre la salida y entrada del agua en el condensador [°C]

El valor del flujo másico se obtiene instantáneamente del caudalímetro. El valor del calor específico se obtiene mediante CoolProp con las variables temperatura y presión instantáneas. Con ello y las mediciones de temperatura mediante los sensores, se calcula el calor absorbido por el agua que circula en el condensador.



$$\dot{Q}_{\text{Refr.,Agua}} = \dot{m}_{\text{Refr.}} \Delta h \quad (2)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{Refr.}}$  = Flujo másico del refrigerante en el condensador [kg/s]

$\Delta h$  = Diferencia de entalpías entre la salida y entrada en el condensador [kJ/kg]

El mismo proceso se realiza para el lado del refrigerante. Se realizan mediciones para el cálculo de flujo másico del refrigerante y las entalpías de entrada y salida. Con ello se calcula el calor cedido del refrigerante en el condensador.

También se ha calculado la diferencia de calor entre el fluido que cede y absorbe el calor. La diferencia de calor entre los dos fluidos son las pérdidas que tiene el intercambiador de calor. No obstante, también influye el lugar de colocación de las sondas. Esto es, también se dan pérdidas de calor en el tramo de tuberías entre el sensor de temperatura y el intercambiador de calor.

El cálculo de transferencia de calor para el precalentador y evaporador se realiza con el mismo método que en el condensador. Por lo que se ha procedido al cálculo de calor cedido por el agua y el flujo de calor absorbido por el refrigerante en el precalentador y evaporador.

El análisis e interpretación de los datos se basa en los gráficos recogidos en la plantilla y la hoja con el PID del circuito con los valores más significativos del circuito, mostrado en la Figura 11.

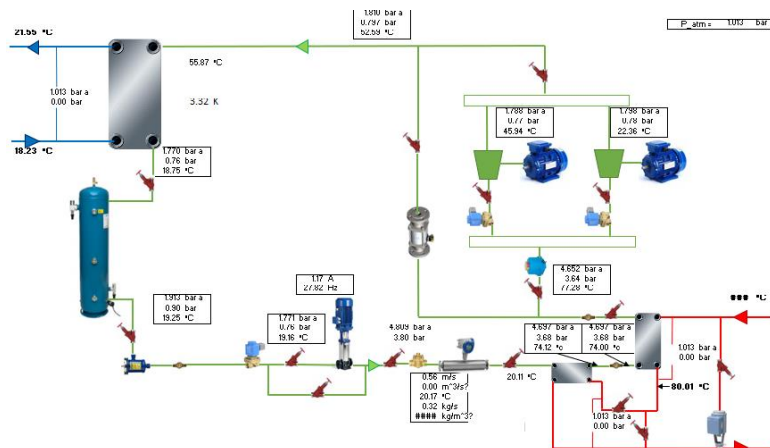


Figura 11 Esquema PID de la bancada con los valores más significativos de presión, temperatura y caudal del ciclo.

### 9.2.4 Funcionamiento

Las instalaciones de Tecnalia Azpeitia están dotados con anillos de agua que permiten obtener un caudal y temperatura del agua variables. Estos parámetros tienen un límite fijado por las instalaciones de obtención que tiene el laboratorio de Tecnalia. Los valores límites del anillo de



calor son: Un caudal de 1000 L/min una temperatura máxima de 150 °C. En cambio, los valores límites del anillo de frío son el mismo caudal y una temperatura mínima de 7 °C.

El anillo de calor puede llegar a funcionar con 5 equipos que se controlan mediante válvulas de 3 vías y entran en funcionamiento en función de la demanda de calor. Los 5 equipos son dos bombas de calor de 30 kW, una bomba de calor geotérmica de 25 kW y una caldera de propano de 250 kW. Para la obtención del frío se utiliza una enfriadora Daikin de 300 kW.

El objetivo de estos anillos se divide en dos partes. La primera es proporcionar agua caliente a la bancada de ORC para simular el flujo de agua a alta temperatura que obtendríamos de la recuperación de calor de los humos del motor de un barco. La segunda es proporcionar agua fría a la bancada para simular el flujo de agua a baja temperatura que obtendríamos bombeando el agua de mar.

El encaje de los anillos con la bancada de ORC se ha tenido que ajustar y realizar su adecuación con la incorporación de nuevos conductos, ver Figura 12. Estos tramos de tubería se han incorporado desde las boquillas de los anillos hasta la entrada y salida del condensador. Este añadido a la bancada se ha realizado mediante una subcontrata.



Figura 12 Adecuación de los anillos de frío y de calor a la bancada.

### 9.3 Puesta en marcha de la bancada

Durante la puesta en marcha de la bancada, se han tenido que calibrar los equipos de medición, detectar las fugas del circuito y posteriormente repararlas, colocar y cablear las resistencias de frenado y solucionar los problemas que han aparecido en la puesta en marcha.





### 9.3.1 Calibración de los equipos

Se ha realizado la calibración de todos los equipos de temperatura, esto es, se han calibrado todas las sondas de temperatura de la Tabla 4. La calibración se ha realizado mediante el instrumento de la Figura 13 Ametek RTC (Reference Temperature calibration).



Figura 13 Instrumento de calibración de temperatura Ametek RTC.

Después de la calibración de los equipos, se ha procedido a adecuar los valores en el Scada. Estos valores se modifican mediante una recta descrita por  $y = Ax + B$ , donde los valores a modificar son A y B.

### 9.3.2 Detección de fugas.

Con el objeto de detectar las fugas en el circuito, se ha ido comprobando por zonas las posibles fugas de la bancada. Estas zonas se han dividido mediante válvulas de corte. Para la detección de fugas, se ha inyectado nitrógeno en cada zona y se ha dejado un día para comprobar la variación de la presión en la zona. La presión a la que se ha inyectado este nitrógeno ha sido entre 6 y 5 bar. En el caso de una reducción de la presión, se ha procedido a su reparación.

Durante la verificación de pérdidas de presión en el circuito, en las zonas donde había caída de presión, pero no se tenía constancia del lugar de la fuga, se ha procedido a dividir el circuito en diferentes tramos para observar la evolución de la presión en los gráficos obtenidos a partir de los datos extraídos del “.csv”. Estas bajadas de presión son mínimas, esto es, para una reducción de 0,01 bar debe pasar entre 30 minutos y 1 hora. Pero deben ser reparadas ya que si no la bancada no funcionaría correctamente.

Tabla 5 Valores de la presión máxima y mínima durante un fin de semana en unidad de bar. La bancada se ha dividido en diferentes zonas para reducir los metros de tubería por donde puede darse la fuga. P1 y P2 se refieren



a las presiones de entrada y salida de los colectores más los expansores. P4 es la presión del Coriolis. P5 es la presión del condensador y el bypass. P6 es la presión del depósito del refrigerante. P7 es el tramo de tubería anterior a la bomba. P8 es la zona de la bomba. P9 es la zona del precalentador más el evaporador.

	P1	P2	P4	P5	P6	P7	P8	P9
Max	4,532	4,534	5,866	4,360	4,626	4,654	3,931	4,417
Min	4,363	4,367	5,786	3,000	4,543	4,593	3,223	4,371
Dif.	0,169	0,166	0,080	1,360	0,084	0,061	0,709	0,046
bar/h	0,003	0,003	0,001	0,021	0,001	0,001	0,011	0,001
mbar/h	2,637	2,599	1,249	21,252	1,307	0,951	11,073	0,711

La forma de verificar la caída de la presión ha sido inyectando nitrógeno a presión en el circuito los viernes y dejar la bancada a presión el fin de semana para observar la evolución del mismo. La Tabla 5 muestra los valores máximos, mínimos y la caída de la presión en bar a la hora y mbar a la hora durante los días 14 de mayo de 2021 y 17 de mayo de 2021.

La reducción de la presión es significativa en la zona del condensador y bypass y en la zona de la bomba. La pérdida de la presión en la zona del bypass se dio por una tapa mal cerrada, por lo que no tiene mayor importancia ya que en la Tabla 6 no se han dado pérdidas de presión. Otras pérdidas significativas en el circuito se han producido en la bomba. Inicialmente se procedió al cambio de las juntas de la bomba, pero las fugas permanecían. Finalmente se detectó la fuga dentro de la bomba en la prensa del eje y se llevó a su reparación a Sedical.

La caída de la presión en los demás tramos se da por la variación de la temperatura entre las dos mediciones. Esto es, la medición de la temperatura del valor mínimo es más baja que la del valor máximo. Ello implica una reducción en el volumen específico la cual tiene una repercusión directa en la presión.

Tabla 6 Valores de la presión máxima y mínima durante los días 18 y 20 de mayo en unidad de bar. La bancada se ha dividido en diferentes zonas para reducir los metros de tubería por donde puede darse la fuga. P1 y P2 se refieren a las presiones de entrada y salida de los colectores más los expansores. P4 es la presión del Coriolis. P5 es la presión del condensador y el bypass. P6 es la presión del depósito del refrigerante. P7 es el tramo de tubería anterior a la bomba. P8 la presión de la aspiración del colector. P9 es la zona del precalentador más el evaporador.

	P1	P2	P4	P5	P6	P7	P8	P9
MAX	4,397	4,401	3,583	4,490	6,660	6,692	4,399	4,432
MIN	4,200	4,204	1,052	4,355	6,463	6,514	4,285	4,357
DIF	0,197	0,197	2,531	0,135	0,196	0,177	0,114	0,075
bar/h	0,004	0,004	0,054	0,003	0,004	0,004	0,002	0,002
mbar/h	4,193	4,193	53,860	2,872	4,173	3,774	2,427	1,603

La caída de la presión de los circuitos tiene la misma explicación que en la Tabla 5, esto es, la diferencia de temperaturas implica una reducción de la presión. La presión del Coriolis ha caído drásticamente en ausencia de la bomba. Esto se da por un mal cierre de la válvula de corte que permite que salga el nitrógeno y se reduzca la presión.

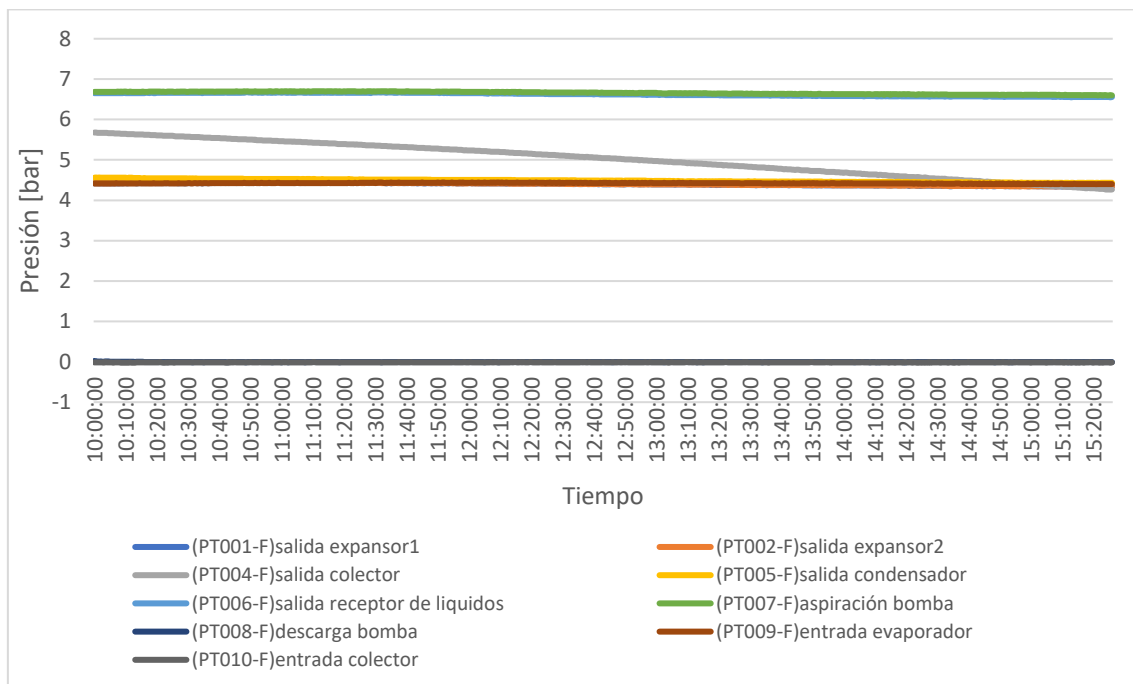


Figura 14 Caída de la presión en la salida del colector después de la expansión del fluido refrigerante.

Finalmente, se detectó una caída de la presión en la salida del colector. La Figura 14 muestra la reducción de 2,2 bar durante la madrugada del día 17 de mayo. Un simple ajuste de las juntas solventó el problema.

Después de verificar la estanqueidad del circuito principal, se ha circulado agua en el circuito secundario. Esto es, el circuito de agua fría del condensador y circuito de agua caliente del precalentador y evaporador. Esta conexión entre los anillos y la bancada presentaba una fuga de agua. Se procedió a su reparación con la técnica de soldadura.

Una vez solventado los problemas de fugas, se ha procedido al vaciado del nitrógeno en la bancada. Para asegurarse de la inexistencia de nitrógeno, aire y humedad se ha hecho vacío en la bancada. Se ha mantenido 1 h haciendo vacío hasta obtener una presión de vacío de 1 bar.

Posteriormente se ha procedido a inyectar aceite en el circuito. Se han inyectado 2,030 kg de aceite con el fin de lubricar y crear estanqueidad en el circuito y en los expansores, 0,670 kg menos de aceite que lo recomendado por el fabricante del expansor. Inicialmente, los expansores estaban diseñados para funcionar sin aceite, pero posteriormente el fabricante recomendó utilizar 2,7 kg de aceite. Es por ello por lo que se considera que introducir una cantidad inferior no tiene repercusión en el funcionamiento ya que el diseño inicial era "oil free".

Una vez obtenida una correcta estanqueidad en ambos circuitos, se ha procedido a la inyección del fluido refrigerante R1233zd(e). Se han utilizado 99,4 kg de refrigerante para llenar el circuito y el nivel del depósito ha llegado hasta un 55%.

El proceso para la admisión del refrigerante en la bancada se ha definido con los siguientes puntos.

- Realizar vacío en todo el circuito.
- Calentamiento del depósito del refrigerante.
- Inclinación y levantamiento del depósito.
- Puesta en marcha de la enfriadora Daikin para accionar el anillo de agua fría (consigna a 7 °C) y accionamiento del circuito de agua fría de la bancada para circular agua por el condensador. Con ello se consigue reducir la temperatura del circuito y con ello la presión y volumen específico del refrigerante, para una mejor incorporación del refrigerante al circuito.
- Impulsión del refrigerante mediante una bomba.

### 9.3.3 Resistencias de frenado

Las resistencias de frenado se han utilizado para ejercer una fuerza en contra de los expansores. Esto es, ejercen una fuerza de frenado contra el movimiento de los generadores eléctricos que son arrastrados por los expansores. Para ello se han utilizado dos termo-resistencias eléctricas con ventiladores para disipación de calor.

Se ha tenido que modificar la conexión y el cableado de las termo-resistencias. Las termo-resistencias son calefactores comerciales para alimentación en corriente alterna trifásica. Cada calefactor consta de 6 resistencias que realizan la función de resistencias de frenado para los generadores eléctricos. Las resistencias de frenado se han conectado en paralelo para tener una resistencia de 15,9 Ohm.

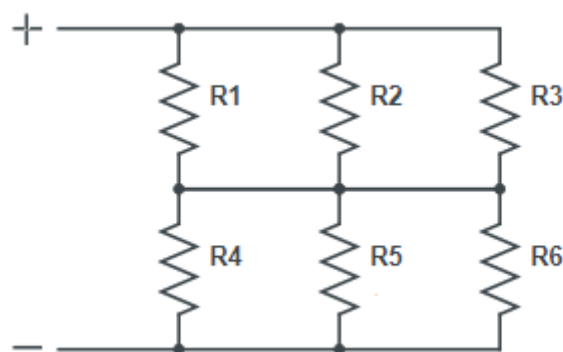


Figura 15 Esquema de resistencias de frenado del calefactor.

El variador puede llegar a tener un pico de tensión de 560 V. Se han conectado las termo resistencias en paralelo, así la corriente máxima que circulará por cada ventilador será de 35,2 A, ya que cada termo resistencia tiene un valor de resistencia de 31,8 Ohm.

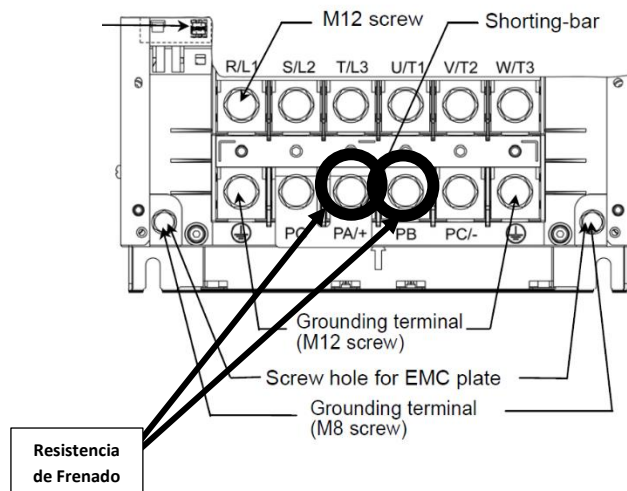


Figura 16 Conexión de las resistencias de frenado con el variador

### 9.3.4 Cambio del módulo de Siemens

Durante el proceso de acondicionar la bancada para la recogida de datos, se ha detectado un error en la comunicación de un módulo de Siemens con el Scada. Este módulo presenta un fallo en la entrada de datos. Los sensores y medidores conectados al módulo no estaban bien representados en el Scada, esto es, los valores recibidos en el Scada no eran las medidas en la realidad.



Figura 17 Fallo en el módulo de Siemens. Módulo con el piloto rojo encendido.

Con el objeto de solucionar el problema, se ha procedido al cambio de posición del módulo en el cuadro, pero el resultado obtenido es el mismo, persiste el error en la comunicación. Por lo que se ha procedido al cambio del módulo por uno nuevo. Se podía elegir entre dos tipos de módulos, de 8 entradas o de 4 entradas. El módulo existente tenía 8 entradas, por lo que con el módulo de recambio 4 se debería de realizar la adecuación en la comunicación de los datos en



el aplicativo Tia Portal de Siemens. Finalmente se ha pedido el módulo de 8 entradas para no realizar dichos cambios en la programación de Tia Portal.

## 9.4 Refrigerante

El refrigerante utilizado en la bancada es el R1233zd(e). Este refrigerante es un sustituto no inflamable de GWP ultra bajo del R-123 para enfriadores centrífugos de baja presión que ofrece una mejor capacidad y una eficiencia similar al R-123. Este refrigerante pertenece a la clase de los Hidro-fluoro-olefina (HFO) y es un tipo de refrigerante molécula.

La razón de su uso es por las propiedades físicas que tiene, ya que por una parte sus presiones y temperaturas críticas son 35,7 bar y 165,5 °C. Por otra parte, tiene un GWP de 1 y no agota la capa de ozono, por lo que es un refrigerante respetuoso con el medio ambiente.

## 10 Descripción / Análisis de los resultados

Se ha descrito el método de realizar los ensayos y con ello el método de arranque y parada de la bancada. Posteriormente se muestran las incidencias que más repercusión han tenido en el transcurso del proyecto y finalmente los resultados obtenidos.

### 10.1 Ensayos

Los ensayos realizados en la bancada caracterizan el funcionamiento de los expansores dependiendo de las condiciones de funcionamiento, esto es, las condiciones de temperatura y caudal de agua de los anillos de calor y frío que dotan a la bancada (simulando el agua de mar y el agua de las camisas).

Las condiciones de funcionamiento de diseño de la bancada están en 90 °C en la temperatura del fluido de alta temperatura y 15 °C la baja, a la temperatura del agua de mar.

Los ensayos se han dividido en diferentes ámbitos de funcionamiento. Por una parte, se ha diseñado para ir aumentando la temperatura del anillo de calor de 80 °C a 100 °C en saltos de 10 °C. Con la temperatura de alta definida, se ha variado la temperatura de baja (simulando el agua de mar) desde 10 °C hasta 20 °C con un salto de 5 °C. Por lo que se han diseñado 3 ensayos para cada temperatura de alta. En total se han diseñado 9 ensayos.

En los ensayos se ha observado el funcionamiento de la bancada hasta obtener unas condiciones estables de funcionamiento. Una vez obtenido este punto, se ha mantenido el ensayo durante 30 minutos para obtener un resultado en las condiciones de funcionamiento.

Para la realización de los ensayos, se ha tenido que definir un procedimiento de arranque y parada. Con ello diseñar el control durante el funcionamiento continuo del ORC.

### 10.1.1 ORC start-up procedure

Los pasos para realizar el start-up son los siguientes:

1. El operario gira la llave de arranque del turbogenerador.
2. Si no hay alarmas activas, el procedimiento de arranque es activado automáticamente.
3. Si tenemos señal de motor en operación, estaremos en disposición de realizar el procedimiento de arranque.

### 10.1.2 Procedimiento de arranque

Inicialmente, se deben acondicionar los anillos de agua. Por el anillo de baja circula agua al condensador, su temperatura dependerá de los rangos de funcionamiento a los que se quiera llegar en los ensayos. El anillo de alta circula el agua por el evaporador y precalentador y su temperatura dependerá del ensayo a realizar. Para realizar el arranque, se deben cerrar las válvulas V188 y V190, y abrir las válvulas V182, V183, V186 y V187 mostradas en la Figura 18.

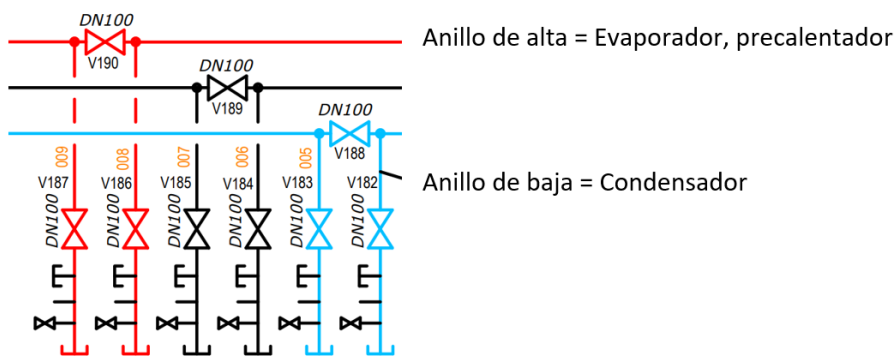


Figura 18 Diagrama de los anillos de agua de las instalaciones de Tecnalía, con sus respectivas válvulas.

1. Posición inicial de válvulas:
  - a. Válvula solenoide circuito Bypass de refrigerante abierta (V6).
  - b. Válvulas solenoides aspiración expansores cerradas (V32 y V33).
  - c. Válvulas mezcladoras 3 vías circuito de agua fría y caliente abiertas 100 % dirección bypass intercambiadores.
  - d. Válvula solenoide línea de líquido (V1) cerrada (evitar en paradas circulación de líquido al evaporador).
2. Abre Válvula solenoide línea de líquido (V1).
3. Arranque de la bomba de circulación de refrigerante. Circular 240 s, a la frecuencia mínima (20Hz).

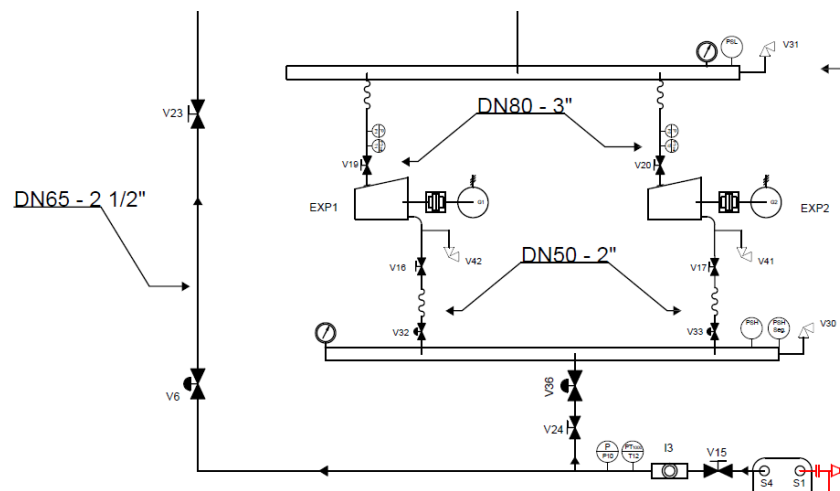


Figura 19 Zona de la bancada con las válvulas más representativas del procedimiento de arranque del ORC.

4. La bomba se controla en el arranque de forma que alcance una presión de alta mínima de 540 kPa (75 °C salida evaporador), con una rampa de aceleración rápida (aproximada frecuencia (Hz)=0,3\*tiempo) una vez alcanzado dicho valor, entra el control por recalentamiento, ver Control del equipo (Control bomba de circulación refrigerante).
5. La válvula solenoide de paso a la turbina es abierta progresivamente (primero V32; en caso de que  $P_{10} \geq 765$  kPa, y la frecuencia de la bomba > 55 Hz. o rpm expansor > 3200 rpm abrir V33, paso al expansor 2) por tanto la turbina arranca y acelera.
6. Una vez el paso a los expansores queda abierto (V32 o V32 y V33 abiertas), cierra V6.
7. Cuando la velocidad del generador asíncrono alcanza los 1500 rpm aprox. y alcanza la sincronización con la frecuencia de la red el disyuntor se cierra.
8. La velocidad del generador eléctrico se establece en un valor aprox. 1 % superior a la velocidad de sincronización, y la potencia eléctrica es generada.

### 10.1.3 Control del equipo (Control bomba de circulación refrigerante)

El control del equipo reside principalmente en la bomba de circulación y su variador. Dicho control es similar al empleado en las válvulas de expansión electrónicas para el control del recalentamiento en la aspiración del compresor.

En base a la medida de presión en la descarga del evaporador, obtenemos mediante la ecuación de Antoine y los coeficientes para R1233zd(e), temperatura de saturación. Mediante la sonda de temperatura a la salida del expansor y restando la temperatura de saturación calculada obtenemos el recalentamiento.

$$\log_{10}P = A - \frac{B}{C + T} \quad (3)$$

Donde:





$P$  = Presión en la descarga del evaporador [mmHg]

$T$  = Temperatura de saturación [°C]

A, B y C = Parámetros empíricos específicos para cada sustancia

El variador de la bomba debe de actuar para que se obtenga el recalentamiento señalado, enviando más o menos fluido al precalentador/evaporador. Si calcula un recalentamiento elevado, deberá de aumentar el caudal trasegado, mientras que si el recalentamiento es mínimo deberá de reducir el caudal enviado.

El recalentamiento debería de ser el mínimo estable entre unos valores límite máximos /mínimos (3-5 °C). Si se mantienen de forma estable durante un periodo de tiempo 300 s la referencia de dicho superheating podría reducirse. Si después de dicha reducción se volviera inestable la referencia volvería a subir.

El control de la bomba por superheating se mantiene mientras la presión de alta este por debajo de 765 kPa y por encima de 540 kPa.

#### **10.1.4 Procedimiento de parada**

Una vez realizado los ensayos necesarios en la bancada, se debe realizar un procedimiento de parada. Los pasos a seguir para realizar el procedimiento de parada son los siguientes:

1. Abrir la válvula de Bypass del expansor (V6).
2. Simultáneamente las válvulas de admisión a los expansores se cierran (V36, V32 y V33).
3. Acto seguido parar el generador.
4. Cerrar la válvula V1 para que el refrigerante se quede en el depósito acumulador.
5. Parar la bomba de refrigerante.

#### **10.2 Incidencias**

Durante la puesta en marcha de la bancada y la realización de los ensayos se han tenido varias incidencias con la bancada. La estanqueidad del circuito ha generado multitud de problemas durante la realización del proyecto.

Las conexiones con el cuadro eléctrico de los medidores de presión, temperatura y caudales del circuito han sido otro contratiempo. Varias conexiones no estaban realizadas correctamente y las mediciones no se visualizaban. Por lo que se han tenido que revisar las conexiones y volver a verificar correctamente las señales de los medidores.

La estanqueidad de la bomba ha supuesto varios contratiempos ya que se ha procedido a la retirada del circuito y su arreglo por la empresa fabricante dos veces durante el proyecto.



No obstante, la inyección del fluido refrigerante inicialmente ha sido correcta, pero al realizar los ensayos, se ha visto que la bancada tenía aire dentro del circuito por lo que las presiones eran demasiado altas (principalmente en el condensador) y el funcionamiento de la bancada tenía una variación respecto al ideal. Por lo que se ha procedido a la extracción del refrigerante y la extracción de aire mediante la realización de vacío en el circuito.

### 10.3 Resultados

Los ensayos se han realizado bajo las condiciones de 90-95 °C en el anillo de alta temperatura y 15 °C en el anillo de baja temperatura. Con estas condiciones los resultados que se han obtenido son los siguientes mostrados en la Figura 20, Figura 21, Figura 22, Figura 23, Figura 24 y Figura 25.

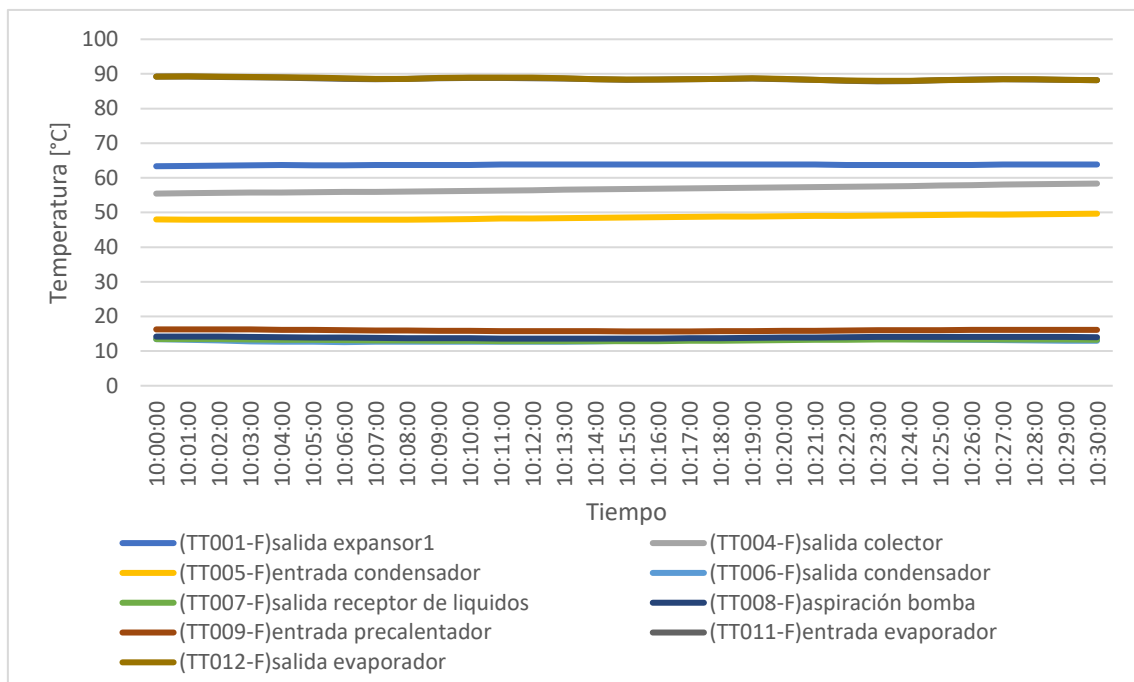


Figura 20 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 1.

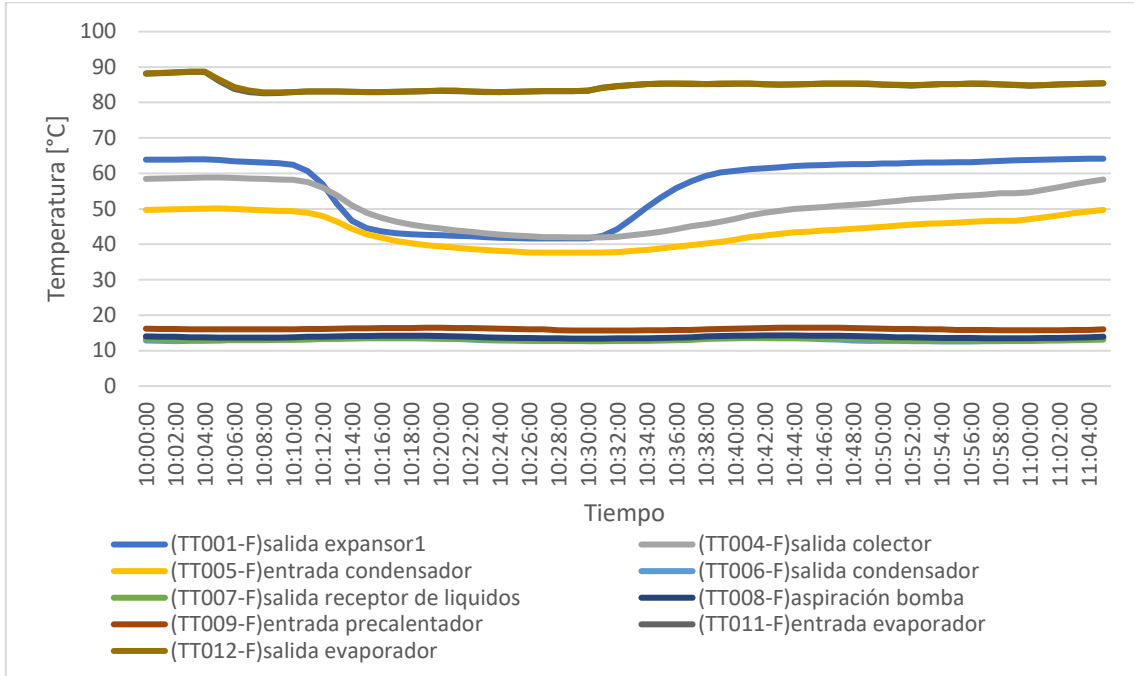


Figura 21 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 2.

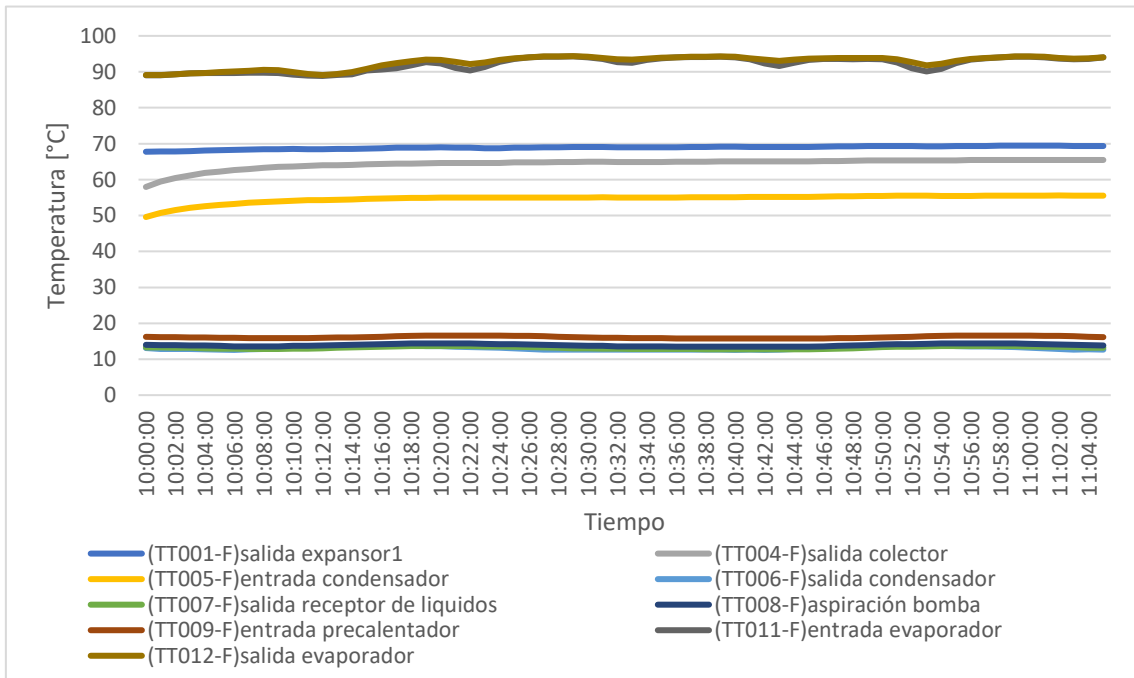


Figura 22 Variación de las temperaturas de los medidores de temperatura del circuito. Ensayo 3.

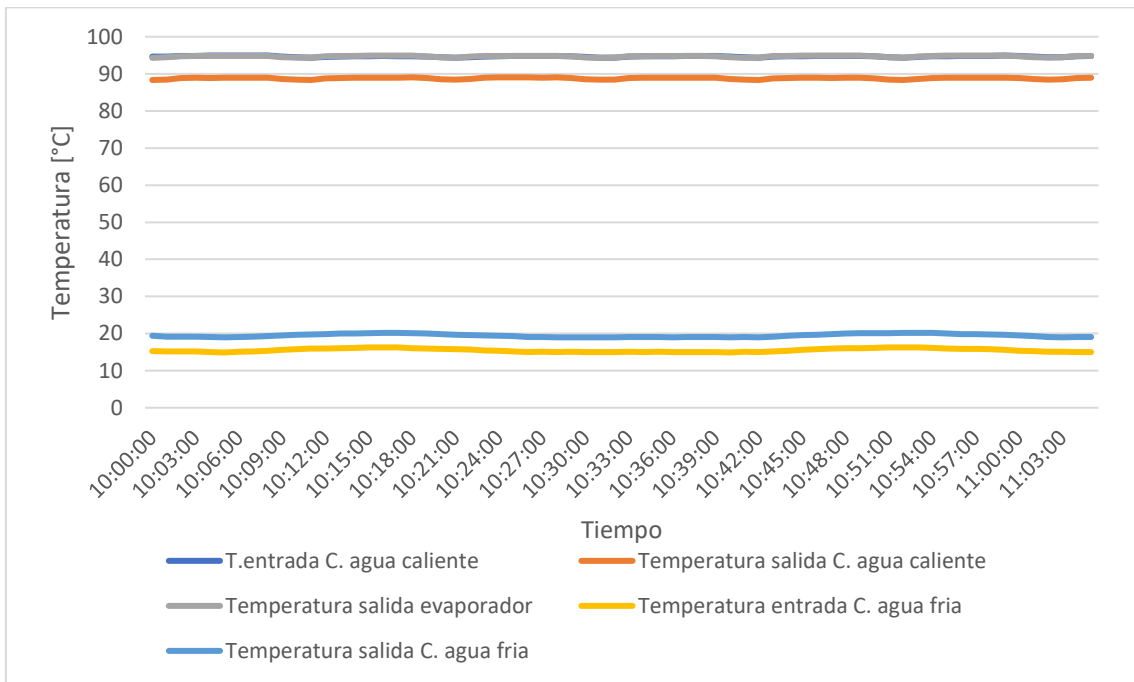


Figura 23 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 1

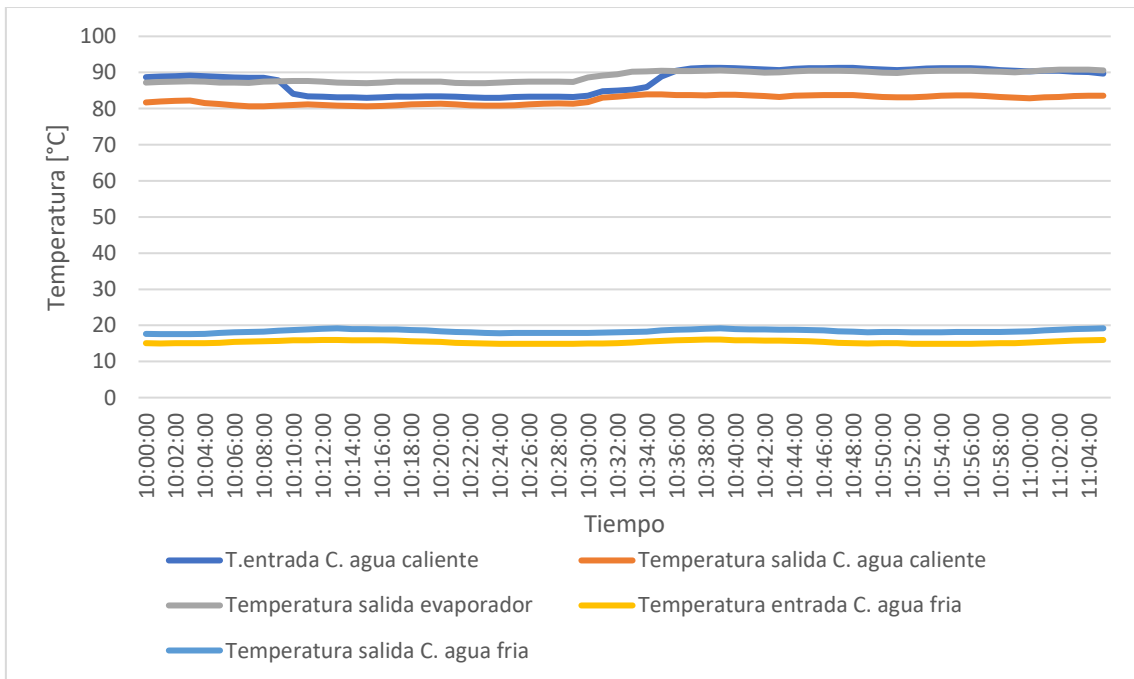


Figura 24 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 2

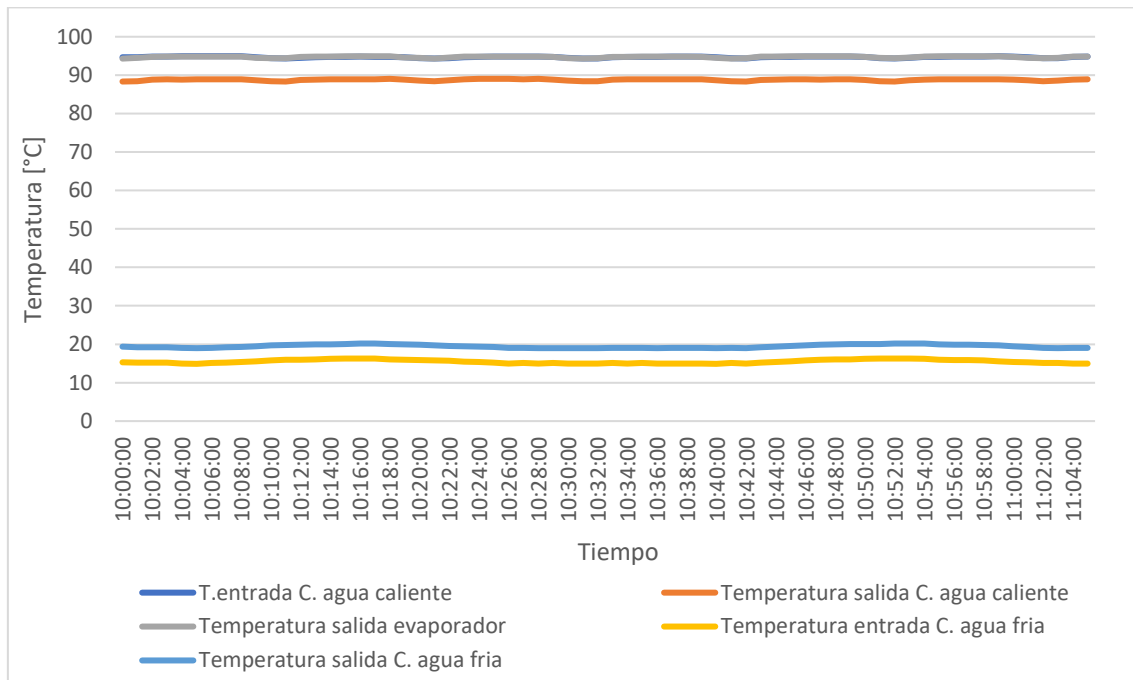


Figura 25 Variación de las temperaturas de los anillos de alta y baja temperatura en la entrada y salida del condensador y entrada y salida del precalentador y evaporador. Ensayo 3

Los resultados obtenidos en los 3 primeros ensayos muestran un comportamiento extraño en el condensador. El subenfriamiento que se da en el condensador está cerca de 30 °C, un valor no muy real para las condiciones de funcionamiento. Además, las presiones a la salida del expansor y en la zona del condensador son demasiado altas.

En la Figura 26, Figura 27 y Figura 28 se muestra el resultado del comportamiento de los ensayos en el diagrama temperatura-entropía. En las figuras se muestra el subcooling observado en los medidores de temperatura.

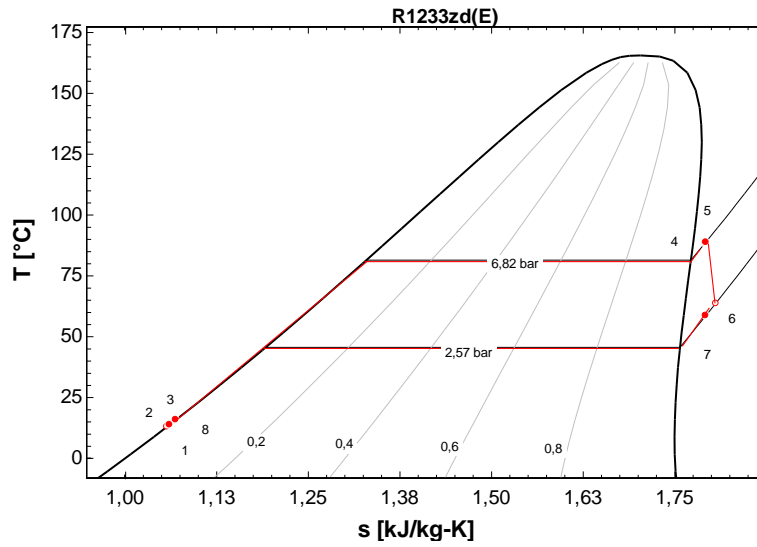


Figura 26 Diagrama T-S del primer ensayo con el anillo de calor a 90 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación.

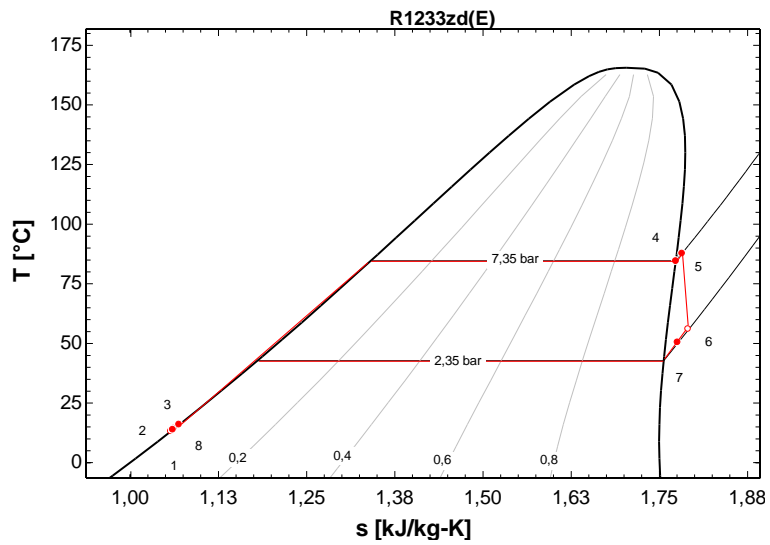


Figura 27 Diagrama T-S del segundo ensayo con el anillo de calor a 90 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación.

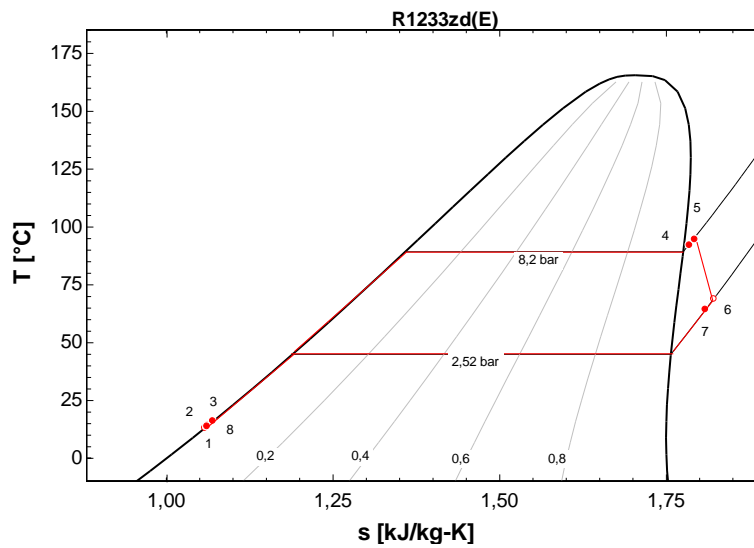


Figura 28 Diagrama T-S del tercer ensayo con el anillo de calor a 95 °C y el anillo de frío a 15 °C. Se muestran las presiones absolutas de evaporación y condensación.

Comparando los resultados en los diagramas T-S obtenidos en los ensayos y en el análisis teórico del ciclo, se observa que el comportamiento del sistema es parecido. La mayor diferencia entre los ensayos de la Figura 26, Figura 27, Figura 28 respecto al diagrama de la Figura 7 es el subcooling que se aprecia en los ensayos.

Otro resultado obtenido en los tres ensayos ha sido que la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es más baja que la entrada de agua fría en el condensador. Físicamente no es posible dicho resultado, por lo que se ha especulado con un mal funcionamiento de los medidores de presión y temperatura o un posible volumen de aire dentro del circuito que repercuta en un mal funcionamiento de la bancada.

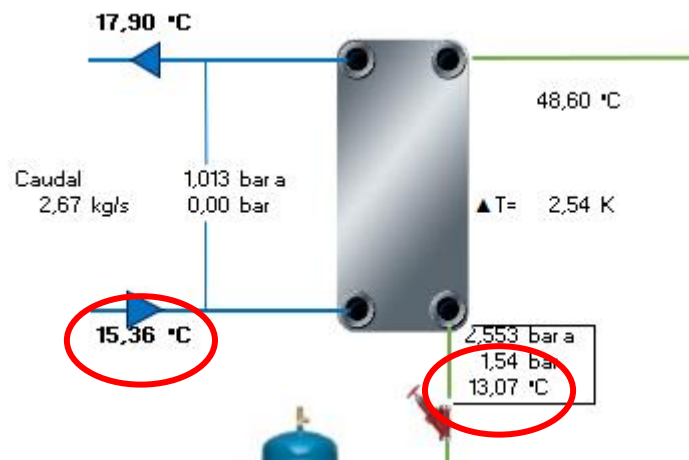


Figura 29 Temperaturas de entrada y salida del anillo de agua fría y refrigerante en el condensador. Error en el funcionamiento del condensador con una salida de la temperatura del refrigerante termodinámicamente imposible.



Finalmente, se ha optado por extraer el refrigerante del circuito, realizar una nueva prueba de presión para detectar posibles fugas. Posteriormente, se ha procedido a realizar el vacío en el circuito mediante dos tomas con bombas para extraer el aire y la humedad del interior.

Para asegurarse de una presión de -1 bar en el circuito, se han dejado las bombas funcionando durante 20 h. Una vez obtenida una correcta estanqueidad y vaciado de la bancada, se ha procedido a cargar el refrigerante en el circuito.

$$\eta_{isoentropico} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{iso}} \quad (4)$$

Donde:

$h_5$  = Entalpia en la entrada del expansor [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

$h_6$  = Entalpia en la salida del expansor [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

$h_{iso}$  = Entalpia en la salida del expansor con la entropía de la entrada y la presión de salida [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

$$W_{expansión} = \dot{m}_r (h_5 - h_6) \quad (5)$$

Donde:

$\dot{m}_r$  = Caudal de refrigerante que circula por el expansor [ $\frac{kg}{s}$ ]

Los ensayos se han realizado bajo las condiciones de 90-95 °C el anillo de alta temperatura y a 15 °C el anillo de baja. Los rendimientos isoentrópicos obtenidos en los ensayos, mostrados en la Tabla 7, se han calculado mediante las expresiones (4)(5) descritas anteriormente. Donde se han utilizado las entalpias de la entrada y salida del expansor.

Tabla 7 Ensayos iniciales con las condiciones de funcionamiento descritas en la tabla.

	90-45	90-50	95-48
$\dot{m}_{refrigerante}$ [kg/s]	0,2414	0,2848	0,3274
$\eta_{isoentropico}$	0,7620	0,8710	0,5790
$W_{expansión}$ [kW]	3,5490	5,3960	4,3490
Subcooling [°C]	32,2000	29,6000	31,7000

En la segunda carga se han inyectado 79 kg de refrigerante y se ha procedió a realizar los ensayos descritos anteriormente. En este caso no se pudo proseguir con los ensayos debido a que a la hora de arrancar el sistema se observó que no había suficiente refrigerante en el circuito y la





bomba no tenía suficiente presión a la entrada para poder circular el refrigerante, esto es, la presión del circuito era más baja que la presión de aspiración.

## 11 Conclusiones

Las conclusiones obtenidas en el transcurso del proyecto van acordes con los objetivos marcados.

En la realización de herramientas ágiles para ajuste de parámetros adimensionales en base a resultados, la realización de la plantilla descrita en el documento permite obtener una visión de los resultados fácilmente. Esta tarea permite ampliar el conocimiento en diseño de recogida y visualización, procesamiento, análisis e interacción de los datos. Además de profundizar en la plataforma utilizada para tratar todos los datos.

En cuanto a la puesta en marcha de la bancada, los problemas e incidencias que se han tenido para la puesta a punto marcan las principales conclusiones del proyecto. La principal conclusión obtenida de la puesta en marcha es la dificultad de tener la bancada en perfectas condiciones para poder realizar los ensayos correctamente. En la puesta a punto, realizar el conexionado de toda la sensórica, válvulas de corte y medidores correctamente es un trabajo muy minucioso, ya que hay varios cuadros de mandos donde el cableado tiene que ir perfectamente colocado. Esta tarea está ligada con la calibración de los sensores y medidores, ya que deben estar calibrados correctamente para colocarlos en el circuito.

Por otra parte, otra de las incidencias ha sido la adecuación de los anillos de frío y de calor. Estos anillos dependen de otros equipos de calentamiento y enfriamiento del agua, los cuales deben funcionar correctamente para poder adecuar la temperatura del agua. Los problemas ocasionados en estos equipos no han permitido la realización de más ensayos.

Los resultados de los ensayos realizados muestran un comportamiento extraño en el condensador. El subenfriamiento que se da en el condensador está cerca de 30 °C, un valor no muy real para las condiciones de funcionamiento. Además, las presiones a la salida del expansor y en la zona del condensador son demasiado altas. Esto sugiere la presencia de aire en el circuito.

Por otro lado, en los tres ensayos la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es más baja que la entrada de agua fría en el condensador. Físicamente no es posible dicho resultado, por lo que se ha especulado con un mal funcionamiento de los medidores de presión y temperatura o un posible volumen de aire dentro del circuito que repercuta en un mal funcionamiento de la bancada.

En conclusión, los resultados de los ensayos se dan por válidos para ver el funcionamiento de los expansores, pero el subcooling de 30 °C implica tener aire dentro del circuito que altera el correcto funcionamiento de la bancada.



## 12 Bibliografía

- [1] G. P. Beretta, "World energy consumption and resources: An outlook for the rest of the century," *Int. J. Environ. Technol. Manag.*, vol. 7, no. 1–2, pp. 99–112, 2007.
- [2] "Energy - Our World in Data." <https://ourworldindata.org/energy> (accessed Dec. 21, 2020).
- [3] G. El Dib, "Impacts of atmospheric pollution on climate change - Laboratory studies," *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 600–609, 2011, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.069>.
- [4] V. Smil, *Energy Transitions: Global and National Perspectives*, 2nd ed. Praeger, 2017.
- [5] D. V. Singh and E. Pedersen, "A review of waste heat recovery technologies for maritime applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 111, no. X, pp. 315–328, 2016, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>.
- [6] J. Milewski and J. Krasucki, "Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry," *undefined*, 2018.
- [7] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, 2011, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024>.
- [8] S. Lecompte, H. Huisseune, M. Van Den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, "Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pp. 448–461, 2015, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.089>.
- [9] H. Wang, H. Li, L. Wang, and X. Bu, "Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle with Hydrofluoroethers as Working Fluids," *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 1889–1894, 2017, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2017.03.554.
- [10] A. Thekdi and C. Belt, "Waste Heat Reduction and Recovery Options for Metals Industry," in *Energy Technology 2011: Carbon Dioxide and Other Greenhouse Gas Reduction Metallurgy and Waste Heat Recovery*, John Wiley and Sons, 2011, pp. 17–23.
- [11] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
- [12] O. Badr, P. W. O'Callaghan, and S. D. Probert, "Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources," *Appl. Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 263–292, Jan. 1990.
- [13] V. Maizza and A. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 21, no. 3, pp. 381–390, 2001.
- [14] U. Drescher and D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 1, pp. 223–228, 2007.



- [15] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 8–9, pp. 998–1007, 2008.
- [16] J. Facão, A. Palmero-Marrero, and A. C. Oliveira, "Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 3, no. 4, pp. 254–264, 2008.
- [17] N. B. Desai and S. Bandyopadhyay, "Process integration of organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 1674–1686, 2009, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.04.037>.
- [18] J. P. Roy, M. K. Mishra, and A. Misra, "Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 9, pp. 2995–3004, 2011, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.02.042>.
- [19] S. Douvartzides and I. Karmalis, "Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 161, no. 1, 2016.
- [20] M. E. Mondejar, J. G. Andreasen, L. Pierobon, U. Larsen, M. Thern, and F. Haglind, "A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 91, pp. 126–151, 2018, [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.074>.
- [21] J. Song, Y. Song, and C. wei Gu, "Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines," *Energy*, vol. 82, pp. 976–985, Mar. 2015.
- [22] U. Larsen, L. Pierobon, F. Haglind, and C. Gabriellii, "Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection," *Energy*, vol. 55, pp. 803–812, 2013, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.021>.
- [23] T. C. Hung, T. Y. Shai, and S. K. Wang, "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat," *Energy*, vol. 22, no. 7, pp. 661–667, Jul. 1997.
- [24] P. Colonna *et al.*, "Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, no. 10, Oct. 2015.
- [25] N. Cirincione, "Design, Construction and Commissioning of an Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System With a Tesla-Hybrid Turbine Expander," p. 79, 2011.
- [26] E. Oralli, "Conversion of a Scroll Compressor to an Expander for Organic Rankine Cycle: Modeling and Analysis," Dec. 2010. Accessed: Dec. 21, 2020. [Online]. Available: <http://ir.library.dc-uoit.ca/handle/10155/142>.
- [27] "Comparison of the organic rankine cycle and variable phase cycle for low-grade waste heat recovery." <https://prism.ucalgary.ca/handle/1880/105543> (accessed Dec. 21, 2020).
- [28] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, "Design and testing of the organic



- rankine cycle,” *Energy*, vol. 26, no. 3, pp. 239–251, Mar. 2001.
- [29] W. Yagoub, P. Doherty, and S. B. Riffat, “Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, pp. 1604–1610, Oct. 2006.
- [30] G. Pei, Y. Z. Li, J. Li, and J. Ji, “Performance evaluation of a micro turbo-expander for application in low-temperature solar electricity generation,” *J. Zhejiang Univ. Sci. A*, vol. 12, no. 3, pp. 207–213, 2011.
- [31] S. H. Kang, “Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid,” *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 514–524, 2012, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.035>.
- [32] E. Oralli, M. A. Tarique, C. Zamfirescu, and I. Dincer, “A study on scroll compressor conversion into expander for Rankine cycles,” *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 6, no. 3, pp. 200–206, Sep. 2011.
- [33] S. Quoilin, “Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration .,” *Univ. Liege*, no. May, p. 129, 2007.
- [34] P. J-G, “Performance mapping vs’ design parameters for screw compressors and other displacement compressor types.,” *VDI-Berichte (Verein Dtsch. Ingenieure)*, no. 859, pp. 15–31, 1990, Accessed: Dec. 21, 2020. [Online]. Available: [https://jglobal.jst.go.jp/en/detail?JGLOBAL\\_ID=200902006358540244](https://jglobal.jst.go.jp/en/detail?JGLOBAL_ID=200902006358540244).
- [35] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, and J. Gu, “Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 10, pp. 1216–1224, 2008.
- [36] “Nutzung von Niedertemperaturwärme mit Organic-Rankine-Cycle-Anlagen kleiner Leistung (Book, 2011) [WorldCat.org].” <https://www.worldcat.org/title/nutzung-von-niedertemperaturwar-me-mit-organic-rankine-cycle-anlagen-kleiner-leistung/oclc/751019846> (accessed Dec. 21, 2020).
- [37] N. Melotte, “Development and optimization of Organic Rankine Cycle control strategies,” University of Liege, 2012.
- [38] G. Demirkaya, “Theoretical and Experimental Analysis of Power and Cooling Cogeneration Utilizing Low Temperature Heat Sources,” p. 253, 2011.
- [39] J. A. Mathias, J. R. Johnston, J. Cao, D. K. Priedeman, and R. N. Christensen, “Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of, an organic Rankine cycle,” *J. Energy Resour. Technol. Trans. ASME*, vol. 131, no. 1, pp. 0122011–0122019, Mar. 2009.
- [40] R. B. Peterson, H. Wang, and T. Herron, “Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 222, no. 3, pp. 271–282, May 2008.
- [41] T. Saitoh, N. Yamada, and S. Wakashima, “Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander,” *J. Environ. Eng.*, vol. 2, no. 4, pp. 708–719, 2007.
- [42] H. J. Kim, J. M. Ahn, I. Park, and P. C. Rha, “Scroll expander for power generation from a



- low-grade steam source," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 221, no. 5, pp. 705–711, Jan. 2007, Accessed: Dec. 21, 2020. [Online]. Available: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09576509JPE392>.
- [43] D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis, and K. Bouzianas, "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 203, no. 1–3, pp. 366–374, 2007.
- [44] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 3094–3102, 2009, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013>.
- [45] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit," *Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 767–774, 2009, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.02.008>.

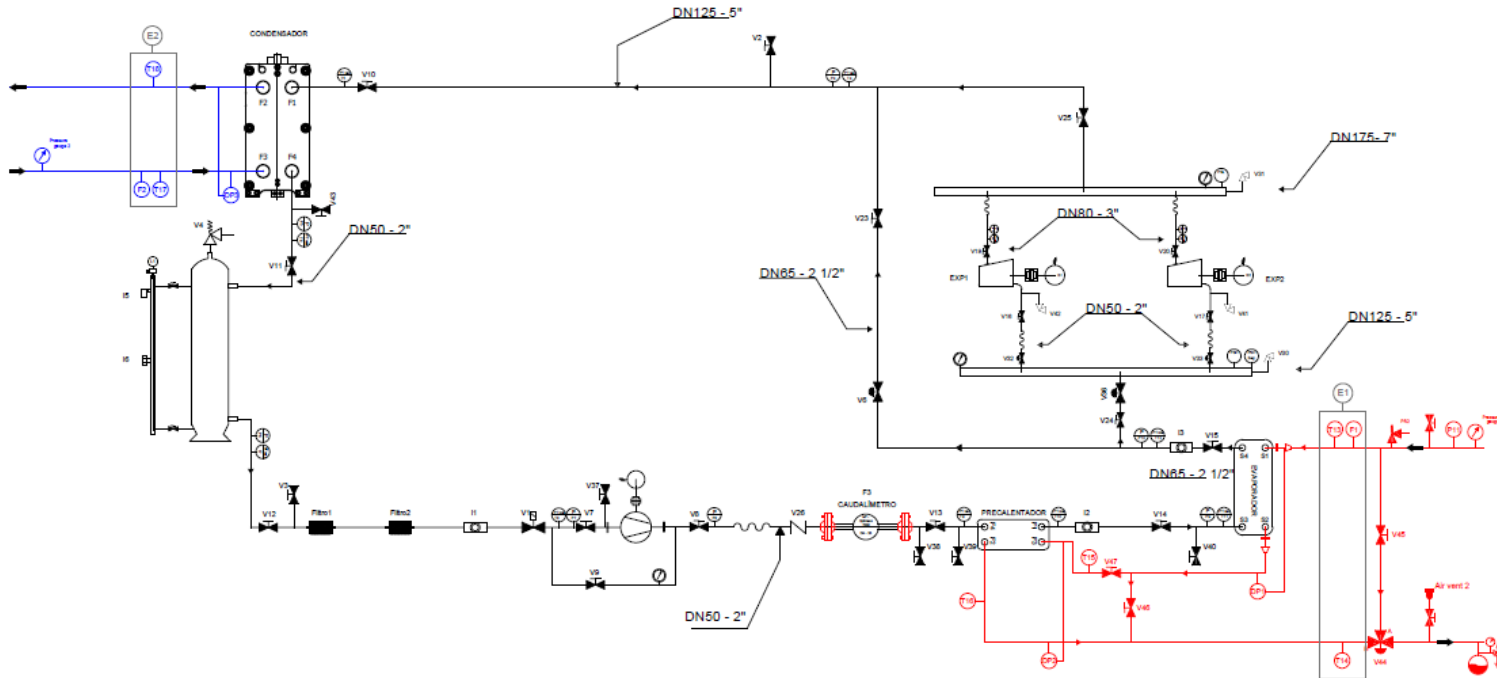


# 13 Anexos

Los anexos se han dividido en los siguientes aspectos.

## 13.1 Anexo I

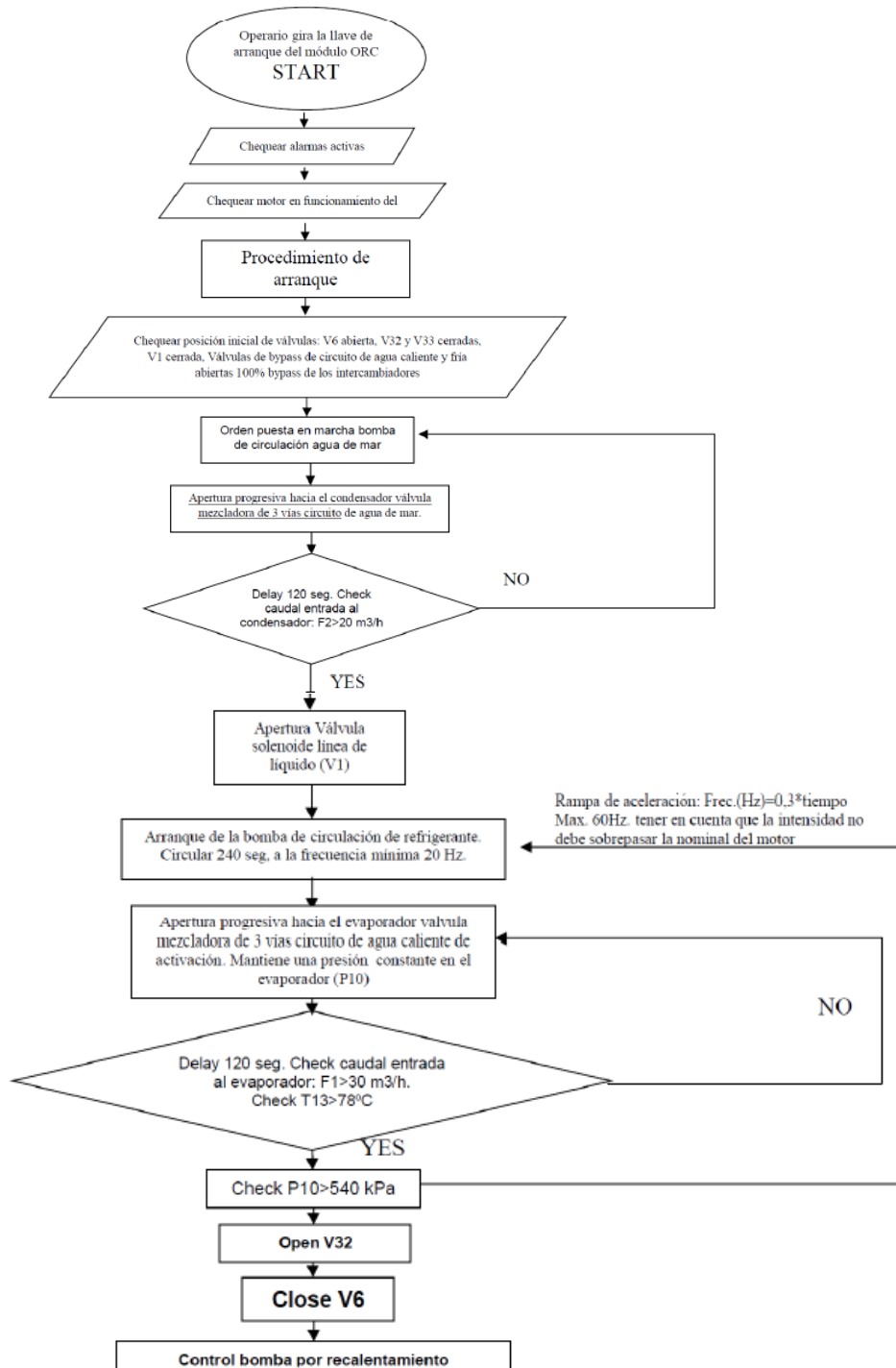
Planos del PID de la bancada.





## 13.2 Anexo II

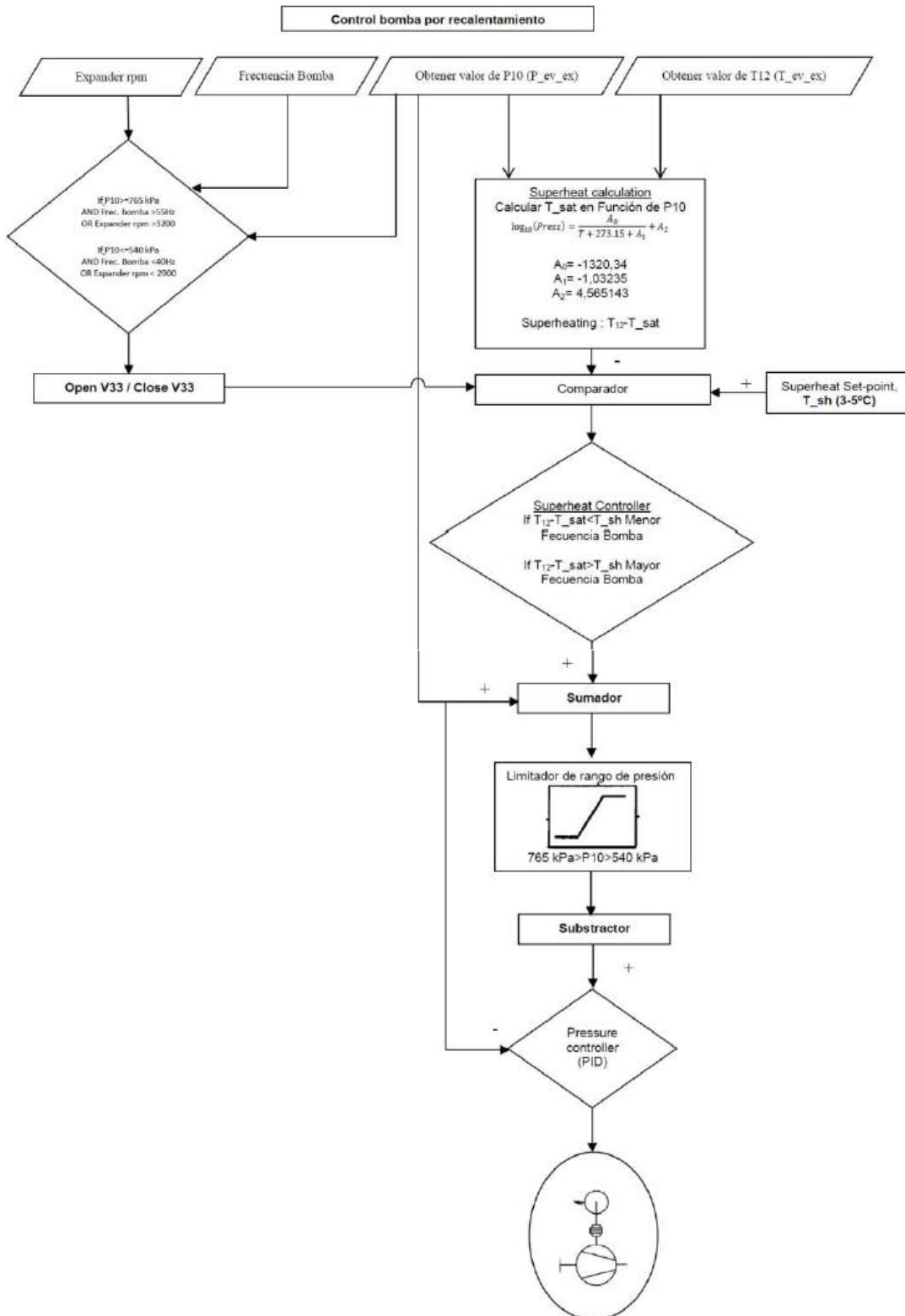
Pantalla del software empleado para la simulación del expansor.





### 13.3 Anexo III

Flujograma del algoritmo de control de la bancada. Control bomba por recalentamiento.







## 13.4 Anexo IV Código empleado para las graficas T-S de los ensayos "T-S diagrama"

$m_r[1]=0,2414$  [kg/s]

"Condensador:"

$T_{cond\_in}=58,8018$  [C]  
 $T_{cond\_out}=13,0738$  [C]

$P_{cond\_in}=2,60$  [bar]  
 $P_{cond\_out}=2,55$  [bar]

$T_{sat}=t_{sat}(R1233zd(E); P=P_{cond\_out})$   
 $T_{subcooling}=T_{cond\_out}-T_{sat}$

$s_{cond\_in}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{cond\_in}; P=P_{cond\_in})$   
 $s_{cond\_out}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{cond\_out}; P=P_{cond\_out})$

"Evaporador:"

$T_{evap\_in}=88,54$  [C]  
 $T_{evap\_out}=88,87$  [C]

$P_{evap\_in}=6,82$  [bar]  
 $P_{evap\_out}=6,82$  [bar]

$s_{evap\_in}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{evap\_in}; P=P_{evap\_in})$   
 $s_{evap\_out}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{evap\_out}; P=P_{evap\_out})$

"Precalentador:"

$T_{prec\_in}=15,99$  [C]  
 $T_{prec\_out}=88,54$  [C]

$P_{prec\_in}=6,92$  [bar]  
 $P_{prec\_out}=6,82$  [bar]

$s_{prec\_in}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{prec\_in}; P=P_{prec\_in})$   
 $s_{prec\_out}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{prec\_out}; P=P_{prec\_out})$

"Bomba:"

$T_{bomb\_in}=13,89$  [C]  
 $T_{bomb\_out}=14,30$  [C]

$P_{bomb\_in}=2,535$  [bar]  
 $P_{bomb\_out}=6,917$  [bar]

$s_{bomb\_in}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{bomb\_in}; P=P_{bomb\_in})$   
 $s_{bomb\_out}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{bomb\_out}; P=P_{bomb\_out})$

"Expansor:"



$$T_{exp\_in}=88,87 \text{ [C]}$$
$$T_{exp\_out}=63,76 \text{ [C]}$$

$$P_{exp\_in}=6,822 \text{ [bar]}$$
$$P_{exp\_out}=2,569 \text{ [bar]}$$

$$s_{exp\_in}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{exp\_in}; P=P_{exp\_in})$$
$$s_{exp\_out}=\text{entropy}(R1233zd(E); T=T_{exp\_out}; P=P_{exp\_out})$$

$$h_{exp\_in}=\text{enthalpy}(R1233zd(E); T=T_{exp\_in}; P=P_{exp\_in})$$
$$h_{exp\_out}=\text{enthalpy}(R1233zd(E); T=T_{exp\_out}; P=P_{exp\_out})$$
$$h_{exp\_iso}=\text{enthalpy}(R1233zd(E); s=s_{exp\_in}; P=P_{exp\_out})$$

$$\eta_{iso}=(h_{exp\_in}-h_{exp\_out})/(h_{exp\_in}-h_{exp\_iso})$$
$$W_{exp}=m_r[1]*(h_{exp\_in}-h_{exp\_out})$$

"Grafikatzeko"

$$T_{in}[1]=T_{cond\_in}$$
$$T_{in}[2]=T_{evap\_in}$$
$$T_{in}[3]=T_{prec\_in}$$
$$T_{in}[4]=T_{bomb\_in}$$
$$T_{in}[5]=T_{exp\_in}$$

$$T_{out}[1]=T_{cond\_out}$$
$$T_{out}[2]=T_{evap\_out}$$
$$T_{out}[3]=T_{prec\_out}$$
$$T_{out}[4]=T_{bomb\_out}$$
$$T_{out}[5]=T_{exp\_out}$$

$$P_{in}[1]=P_{cond\_in}$$
$$P_{in}[2]=P_{evap\_in}$$
$$P_{in}[3]=P_{prec\_in}$$
$$P_{in}[4]=P_{bomb\_in}$$
$$P_{in}[5]=P_{exp\_in}$$

$$P_{out}[1]=P_{cond\_out}$$
$$P_{out}[2]=P_{evap\_out}$$
$$P_{out}[3]=P_{prec\_out}$$
$$P_{out}[4]=P_{bomb\_out}$$
$$P_{out}[5]=P_{exp\_out}$$

$$s_{in}[1]=s_{cond\_in}$$
$$s_{in}[2]=s_{evap\_in}$$
$$s_{in}[3]=s_{prec\_in}$$
$$s_{in}[4]=s_{bomb\_in}$$
$$s_{in}[5]=s_{exp\_in}$$

$$s_{out}[1]=s_{cond\_out}$$
$$s_{out}[2]=s_{evap\_out}$$
$$s_{out}[3]=s_{prec\_out}$$
$$s_{out}[4]=s_{bomb\_out}$$
$$s_{out}[5]=s_{exp\_out}$$



### 13.5 Anexo V Código EES empleado para ORC básico

"Erabilitako azpi-indizeen glosarioa

bulk= Batez-besteko  
c= Hotza  
calc=Kalkulatua  
cond= Kondentsagailua  
crit= kritikoa  
cycle= Zikloa  
elec= Elektrikoa  
evap= Lurrungailua  
exp= Hedatzailea, scroll-a  
h=Hidraulikoa  
hot= Beroa  
in= Sarrera  
iso= Isoentropikoa  
JCW= Kamisetako ura  
liq= Likido  
lm= Logaritmikoa  
mec= Elektrikoa  
net= Netoa  
out= Irteera  
pump= Ponpa  
PP= Pinch-Point-a  
real= Erreal  
ref= Hozgarria  
sec= Sekzioa  
sub= Azpihoztea  
SW= Itsasoko ura  
thermal= Termiko"

fluido\$='R1233zd(e)'

P\_evap=5,481 [bar] "Lurrungailuaren presioa, taula parametrikotetan aldatu beharreko balioa, beti ere kritikoa azpitik"

T\_evap=t\_sat(fluido\$;P=P\_evap) "Lurrungailuaren temperatura"

eta\_iso\_exp=0,7 "Hedatzailearen errendimendu isoentropikoa"

eta\_iso\_pump=0,8 "Ponparen errendimendu isoentropikoa"

eta\_iso\_cond\_pump=0,8 "Kondentsagailuaren ponparen errendimendu isoentropikoa"

eta\_mec\_exp=0,98 "Hedatzailearen errendimendu mekanikoa"

eta\_elec\_exp=0,95 "Hedatzailearen errendimendu elektrikoa"

eta\_elec\_pump=0,8 "Ponparen errendimendu elektrikoa"

eta\_elec\_cond\_pump=0,8 "Kondentsagailuaren ponparen errendimendu elektrikoa"

eta\_evap=0,98 "Lurrungailuaren errendimendua hozgarri eta kamisetako uraren arteko bero transmisioan"

DELTAP\_cond=0,1 [bar] "Kondentsagailuaren karga galerak"

DELTAP\_evap=0,15 [bar] "Lurrungailuaren karga galerak"

DELTAP\_cond\_pump=0,1 [bar] "Kondentsagailuaren ponparen karga galerak"

DELTAT= 5 [C] "Kondentsagailuan eta lurrungailuan hozgarriaren temperatura segurtasun tarte"

DELTAT\_sub= 3 [C] "Tenperatura azpihoztua"

T\_cond=T[7] "Kondentsagailuaren temperatura"

P\_cond=P[7] "Kondentsagailuaren presioa"

"Itsasoko ura"



DELTA<sub>PP</sub> = 5 [C] "Kondentsagailuan egon daitekeen Pinch-Point minimoa"  
P<sub>SW</sub> = 1 [bar] "Itsasoko uraren presioa"  
T<sub>SW\_in</sub> = 18 [C] "Itsasoko uraren sarrerako temperatura"  
T<sub>SW\_out</sub> = T<sub>SW\_in</sub> + DELTA<sub>SW</sub> "Itsasoko uraren irteerako temperatura"  
C<sub>p\_SW</sub> = cp(Water, T = (T<sub>SW\_in</sub> + T<sub>SW\_out</sub>)/2; P = P<sub>SW</sub>) "Uraren bero espezifikoaren batez bestekoa hartuta"

s<sub>1</sub>[1] = 1,1  
s<sub>1</sub>[6] = 1,8  
T<sub>SW\_graf</sub>[1] = 10  
T<sub>SW\_graf</sub>[6] = 18

"Kamisetako ura"

P<sub>JCW</sub> = 2 [bar] "Uraren presioa"  
T<sub>JCW\_in</sub> = 85 [C] "Sarrerako temperatura"  
DELTA<sub>JCW</sub> = 10 [C] "Salto termikoa"  
T<sub>JCW\_out</sub> = T<sub>JCW\_in</sub> - DELTA<sub>JCW</sub> "Irteerako temperatura"  
Q<sub>dot\_JCW</sub> = 300 [kW] "Uraren bero eskuragarria"  
C<sub>p\_JCW</sub> = cp(Water, T = (T<sub>JCW\_in</sub> + T<sub>JCW\_out</sub>)/2; P = P<sub>JCW</sub>) " Uraren bero espezifikoaren batez bestekoa hartuta"  
m<sub>dot\_JCW</sub> = Q<sub>dot\_JCW</sub> / (C<sub>p\_JCW</sub> \* DELTA<sub>JCW</sub>) "Ur emaria"

T<sub>JCW\_graf</sub>[1] = 85  
T<sub>JCW\_graf</sub>[6] = 95

"8 Kondentsagailuaren likido asetu puntua"

T[8] = T<sub>SW\_in</sub> + DELTA<sub>SW</sub> + DELTA<sub>sub</sub>  
P[8] = p<sub>sat</sub>(fluido\$, T = T[8])  
x[8] = 0  
h[8] = enthalpy(fluido\$, P = P[8]; x = x[8])  
s[8] = entropy(fluido\$, T = T[8]; x = x[8])  
v[8] = volume(fluido\$, T = T[8]; h = h[8])

"9 Kondentsagailuaren irteera, likido azpihoztua"

P[9] = P[8]  
T[9] = T[8] - DELTA<sub>sub</sub>  
h[9] = enthalpy(fluido\$, T = T[9]; P = P[9])  
s[9] = entropy(fluido\$, T = T[9]; P = P[9])  
v[9] = volume(fluido\$, T = T[9]; h = h[9])

"10 Ponparen ireerako puntu isoentropikoa"

s[10] = s[9]  
P[10] = P<sub>evap</sub>  
T[10] = temperature(fluido\$, P = P[10]; s = s[10])  
h[10] = enthalpy(fluido\$, T = T[10]; P = P[10])  
v[10] = volume(fluido\$, T = T[10]; h = h[10])

"1 Ponparen irteera puntu erreala"

P[1] = P[10]  
h[1] = h[9] + (h[10] - h[9]) / eta<sub>iso\_pump</sub>  
T[1] = temperature(fluido\$, P = P[1]; h = h[1])  
s[1] = entropy(fluido\$, T = T[1]; P = P[1])  
v[1] = volume(fluido\$, T = T[1]; h = h[1])

"2 Lurrungailuaren likido asetu puntua"



$P[2]=P[1]$   
 $x[2]=0$   
 $h[2]=\text{enthalpy}(\text{fluido}; P=P[2]; x=x[2])$   
 $T[2]=\text{temperature}(\text{fluido}; P=P[2]; x=x[2])$   
 $s[2]=\text{entropy}(\text{fluido}; P=P[2]; x=x[2])$   
 $v[2]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[2]; h=h[2])$

### "3 Lurrungailuaren lurrin asetu puntua"

$P[3]=P[2]$   
 $x[3]=1$   
 $h[3]=\text{enthalpy}(\text{fluido}; P=P[3]; x=x[3])$   
 $T[3]=\text{temperature}(\text{fluido}; P=P[3]; x=x[3])$   
 $s[3]=\text{entropy}(\text{fluido}; P=P[3]; x=x[3])$   
 $v[3]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[3]; h=h[3])$

### "4 Lurrungailuaren irteera, hedatzailearen sarrera"

$P[4]=P_{\text{evap}}-\text{DELTAP}_{\text{evap}}$   
 $T[4]=T_{\text{JCW\_in}}-\text{DELTAT}$   
 $h[4]=\text{enthalpy}(\text{fluido}; T=T[4]; P=P[4])$   
 $s[4]=\text{entropy}(\text{fluido}; T=T[4]; P=P[4])$   
 $x[4]=\text{quality}(\text{fluido}; T=T[4]; h=h[4])$   
 $v[4]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[4]; h=h[4])$

### "5 Hedatzailearen irteera isoentropikoa"

$s[5]=s[4]$   
 $P[5]=P[8] +\text{DELTAP}_{\text{cond}}$   
 $T[5]=\text{temperature}(\text{fluido}; P=P[5]; s=s[5])$   
 $h[5]=\text{enthalpy}(\text{fluido}; T=T[5]; s=s[5])$   
 $v[5]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[5]; h=h[5])$

### "6 Hedatzailearen irteera erreala "

$P[6]=P[5]$   
 $h[6]=h[4]-\eta_{\text{iso\_exp}}*(h[4]-h[5])$   
 $T[6]=\text{temperature}(\text{fluido}; P=P[6]; h=h[6])$   
 $s[6]=\text{entropy}(\text{fluido}; T=T[6]; h=h[6])$   
 $x[6]=\text{quality}(\text{fluido}; T=T[6]; h=h[6])$   
 $v[6]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[6]; h=h[6])$

### "7 Kondentsagailuaren lurrin asetu puntua"

$P[7]=P[6]$   
 $x[7]=1$   
 $h[7]=\text{enthalpy}(\text{fluido}; P=P[7]; x=x[7])$   
 $T[7]=\text{temperature}(\text{fluido}; P=P[7]; h=h[7])$   
 $s[7]=\text{entropy}(\text{fluido}; T=T[7]; x=x[7])$   
 $v[7]=\text{volume}(\text{fluido}; T=T[7]; h=h[7])$

### "Pinch Point-en kalkulua"

"Lurrungailuaren Pinch-Point-a, bi aukera, 2 lurrungailuko likido asetu puntuan edo 4 lurrungailuaren irteeran, txikiena izango da"

$Q_{\text{dot\_PP\_2}}=m_{\text{dot\_ref}}*(h[2]-h[1])$   
 $Q_{\text{dot\_PP\_2}}=\eta_{\text{evap}}*m_{\text{dot\_JCW}}*C_{\text{p\_JCW}}*(T_{\text{PP\_2}}-T_{\text{JCW\_out}})$   
 $\text{DELTAT}_{\text{PP\_2}}=T_{\text{PP\_2}}-T[2]$   
 $T_{\text{PP\_4}}=T[4]$   
 $\text{DELTAT}_{\text{PP\_4}}=T_{\text{JCW\_in}}-T_{\text{PP\_4}}$



$$\text{DELTAT\_PP\_evap}=\min(\text{DELTAT\_PP\_2};\text{DELTAT\_PP\_4})$$

"Kondentsagailuaren Pinch-Point-a, 7 kondentsagailuko lurrin asetu puntua zein 9 lurrin asetukoa, bietan 5°C-koa"

$$\begin{aligned} Q\_dot\_PP\_7 &= m\_dot\_ref*(h[7]-h[9]) \\ Q\_dot\_PP\_7 &= m\_dot\_SW*C\_p\_SW*(T\_PP\_7-T\_SW\_in) \\ \text{DELTAT\_PP\_7} &= T[7]-T\_PP\_7 \\ \text{DELTAT\_PP\_cond} &= \text{DELTAT\_PP\_7} \end{aligned}$$

"Zikloaren errendimendu termikoa"

$$\text{eta\_thermal\_cycle} = ((h[4]-h[6]) - (h[1]-h[9])) / (h[4]-h[1])$$

"Potentzien eta ORC errendimendu elektrikoaren kalkulua"

$$\begin{aligned} m\_dot\_ref*(h[4]-h[1]) &= \text{eta\_evap}*Q\_dot\_JCW \text{ "Hozgarri emaria lortzeko"} \\ W\_dot\_exp &= \text{eta\_elec\_exp}*m\_dot\_ref*(h[4]-h[6]) \text{ "Hedatzaileak emandako potentzia"} \\ W\_dot\_pump &= (m\_dot\_ref*(h[1]-h[9]))/\text{eta\_elec\_pump} \text{ "Ponpak eskatutako potentzia"} \\ \text{eta\_ORC\_elek} &= (W\_dot\_exp-W\_dot\_pump)/Q\_dot\_JCW \text{ "Zikloaren ORC errendimendu elektrikoa"} \end{aligned}$$

"Kondentsagailuaren ponpa kontutan hartuta errendimendu elektriko erreala"

$$\begin{aligned} m\_dot\_SW*C\_p\_SW*\text{DELTAT\_SW} &= m\_dot\_ref*(h[6]-h[9]) \text{ "Itsasoko ur emaria lortzeko"} \\ v\_SW\_bulk &= \text{volume}(\text{Water}, T=(T\_SW\_in+T\_SW\_out)/2; P=P\_SW) \\ W\_dot\_cond\_pump &= (m\_dot\_SW*\text{DELTAP\_cond\_pump}*v\_SW\_bulk)/(\text{eta\_iso\_cond\_pump}* \text{eta\_elec\_cond\_pump}) * \text{convert}((m^3/\text{sec})*\text{bar}; \text{kW}) \text{ "Kondentsagailuaren ponpak eskatutako potentzia"} \\ \text{eta\_real\_elec} &= (W\_dot\_exp-W\_dot\_pump-W\_dot\_cond\_pump)/Q\_dot\_JCW \text{ "Zikloaren errendimendu elektriko erreala"} \end{aligned}$$

"Emaitzen lorpena"

$$\begin{aligned} v\_exp\_in &= v[4] \text{ "Hedatzailearen sarrerako bolumen espezifikoa"} \\ v\_exp\_out &= v[6] \text{ "Hedatzailearen irteerako bolumen espezifikoa"} \\ v\_cond\_out &= v[9] \text{ "Kondentsagailuaren irteerako bolumen espezifikoa"} \\ X\_exp\_out &= x[6] \text{ "Hedatzailearen irteerako puntuaren titulua"} \\ P\_crit &= p\_crit(\text{fluido}\$) \text{ "Fluidoaren presio kritikoa"} \\ T\_crit &= t\_crit(\text{fluido}\$) \text{ "Fluidoaren tenperatura kritikoa"} \\ F\_acen &= acentricfactor(\text{fluido}\$) \text{ "Fluidoaren faktore azentrikoa"} \end{aligned}$$

"LURRUNGAILUAREN DIMENTSIONAMENDUA"

$$\begin{aligned} W\_evap &= 0,5 \text{ [m]} \text{ "Lurrungailuaren zabalera totala, bere balioa aldatuz iteratu egin beharko da"} \\ \text{DELTAP\_calc} &= \text{DELTAP\_evap} \text{ izan arte} \\ D\_h &= 0,002 \text{ [m]} \text{ "Bero trukagailuaren diametro hidraulikoa, balio bera lurrungailu zein kondentsagailurako"} \\ A\_sec\_evap &= W\_evap*(D\_h/2) \text{ "Lurrungailuko fluidoren pasuko sekzioa"} \end{aligned}$$

"Lurrungailua 3 zonaldean banatuko da, (1) hozgarri likidoaren berotzea eta kamisetako ura likidoaren hoztea; (2) Hozgarriaren fase aldaketa likidotik lurrunera eta kamisetako ur likidoaren hoztea; (3) hozgarri lurrunaren gainberotzea eta kamisetako ur likidoaren hoztea"

"(1) ZONALDEA"

$$\begin{aligned} \text{"Kamisetako uraren bero transferentzi koefizientea"} \\ Nus\_JCW\_1 &= C*(Re\_JCW\_1^m)*(Pr\_JCW\_1^n) \end{aligned}$$

"Koefiziente hauek jarri ditut programa konpilatzeke, ez dira zuzenak"

$$C=0,2092$$



$m=0,78$   
 $n=1/3$   
 $m\_dot\_ref*(h[2]-h[1])=eta\_evap*m\_dot\_JCW*C\_p\_JCW*(T\_JCW\_1\_in-T\_JCW\_out)$   
 $T\_JCW\_1\_out=T\_JCW\_out$   
 $Re\_JCW\_1=(u\_JCW\_1*D\_h)/nu\_JCW\_1$   
 $nu\_JCW\_1=kinematicviscosity(Water, T=(T\_JCW\_1\_in+T\_JCW\_1\_out)/2; P=P\_JCW)$   
 $u\_JCW\_1=m\_dot\_JCW/(rho\_bulk\_JCW\_1*A\_sec\_evap)$   
 $rho\_bulk\_JCW\_1=density(Water, T=(T\_JCW\_1\_in+T\_JCW\_1\_out)/2; P=P\_JCW)$   
 $Pr\_JCW\_1=prandtl(Water, T=(T\_JCW\_1\_in+T\_JCW\_1\_out)/2; P=P\_JCW)$   
 $k\_JCW\_1=conductivity(Water, T=(T\_JCW\_1\_in+T\_JCW\_1\_out)/2; P=P\_JCW)$   
 $h\_JCW\_1=(Nus\_JCW\_1*k\_JCW\_1)/D\_h$

#### "Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea "

$Nus\_ref\_1=C*(Re\_ref\_1^m)*(Pr\_ref\_1^n)$   
 $Re\_ref\_1=(u\_ref\_1*D\_h)/nu\_ref\_1$   
 $nu\_ref\_1=kinematicviscosity(fluido$, T=(T[1]+T[2])/2; P=P\_evap)$   
 $u\_ref\_1=m\_dot\_ref/(rho\_bulk\_ref\_1*A\_sec\_evap)$   
 $rho\_bulk\_ref\_1=density(fluido$, T=(T[1]+T[2])/2; P=P\_evap)$   
 $Pr\_ref\_1=prandtl(fluido$, T=(T[1]+T[2])/2; P=P\_evap)$   
 $k\_ref\_1=conductivity(fluido$, T=(T[1]+T[2])/2; P=P\_evap)$   
 $h\_ref\_1=(Nus\_ref\_1*k\_ref\_1)/D\_h$

#### "1 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "

$(1/U\_1)=(1/h\_ref\_1)+(1/h\_JCW\_1)$

#### "Batez besteko temperatura logaritmikoa"

$DELTA T\_lm\_1=(DELTA T\_in\_1-DELTA T\_out\_1)/ln(DELTA T\_in\_1/DELTA T\_out\_1)$   
 $DELTA T\_in\_1=T\_hot\_out\_1-T\_c\_in\_1$   
 $DELTA T\_out\_1=T\_hot\_in\_1-T\_c\_out\_1$   
 $T\_hot\_in\_1=T\_JCW\_1\_in$   
 $T\_hot\_out\_1=T\_JCW\_1\_out$   
 $T\_c\_in\_1=T[1]$   
 $T\_c\_out\_1=T[2]$

#### "Bero transmizioa W-tan 1. zonaldearen azalera lortzeko"

$Q\_DOT\_1=1000*m\_dot\_ref*(h[2]-h[1])$   
 $Q\_DOT\_1=U\_1*A\_1*DELTA T\_lm\_1$

#### "1 zonaldearen luzeera"

$L\_1=A\_1/W\_evap$

#### "Kaiga Galerak"

$DELTA P\_ref\_1=(2*f\_ref\_1*L\_1*G\_ref\_1^2)/(rho\_bulk\_ref\_1*D\_h)$   
 $f\_ref\_1=f\_ref\_2$  "Hauen adierazpenak ez dauzkat, 2.ren balioa eman diot programa korritzeko"  
 $G\_ref\_1=m\_dot\_ref/A\_sec\_evap$

#### "(2) ZONALDEA"

##### "Kamisetako uraren bero transferentzi koefizientea"

$Nus\_JCW\_2=C*(Re\_JCW\_2^m)*(Pr\_JCW\_2^n)$   
 $m\_dot\_ref*(h[3]-h[1])=eta\_evap*m\_dot\_JCW*C\_p\_JCW*(T\_JCW\_2\_in-T\_JCW\_out)$   
 $T\_JCW\_2\_out=T\_JCW\_1\_in$   
 $Re\_JCW\_2=(u\_JCW\_2*D\_h)/nu\_JCW\_2$   
 $nu\_JCW\_2=kinematicviscosity(Water, T=(T\_JCW\_2\_in+T\_JCW\_2\_out)/2; P=P\_JCW)$   
 $u\_JCW\_2=m\_dot\_JCW/(rho\_bulk\_JCW\_2*A\_sec\_evap)$



$\rho_{\text{bulk\_JCW\_2}} = \text{density}(\text{Water}, T = (T_{\text{JCW\_2\_in}} + T_{\text{JCW\_2\_out}})/2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $Pr_{\text{JCW\_2}} = \text{prandtl}(\text{Water}, T = (T_{\text{JCW\_2\_in}} + T_{\text{JCW\_2\_out}})/2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $k_{\text{JCW\_2}} = \text{conductivity}(\text{Water}, T = (T_{\text{JCW\_2\_in}} + T_{\text{JCW\_2\_out}})/2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $h_{\text{JCW\_2}} = (\text{Nus\_JCW\_2} * k_{\text{JCW\_2}}) / D\_h$

"Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea, lehenengo fase aldaketarik ez balego bero transferentzi koefizientea lortuz ( $h_{\text{ref\_2\_liq}}$ )"

$\text{Nus\_ref\_2\_liq} = C * (\text{Re\_ref\_2\_liq}^m) * (\text{Pr\_ref\_2\_liq}^n)$   
 $\text{Re\_ref\_2\_liq} = (u_{\text{ref\_2\_liq}} * D\_h) / \nu_{\text{ref\_2\_liq}}$   
 $\nu_{\text{ref\_2\_liq}} = \text{kinematicviscosity}(\text{fluido}; h = h[2]; P = P_{\text{evap}})$   
 $u_{\text{ref\_2\_liq}} = m_{\text{dot\_ref}} / (\rho_{\text{ref\_2\_liq}} * A_{\text{sec\_evap}})$   
 $\rho_{\text{ref\_2\_liq}} = \text{density}(\text{fluido}; h = h[2]; P = P_{\text{evap}})$   
 $Pr_{\text{ref\_2\_liq}} = \text{prandtl}(\text{fluido}; h = h[2]; P = P_{\text{evap}})$   
 $k_{\text{ref\_2\_liq}} = \text{conductivity}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{\text{evap}})$   
 $h_{\text{ref\_2\_liq}} = (\text{Nus\_ref\_2\_liq} * k_{\text{ref\_2\_liq}}) / D\_h$   
 $h_{\text{ref\_2}} = J * h_{\text{ref\_2\_liq}} * (\text{Bo\_ref\_2})^{0,5}$   
 $J = 88$

$\text{Bo\_ref\_2} = q_{\text{ref\_2}} / (G_{\text{ref\_2}} * (h[3] - h[2]))$  "Ekuazio honen adierazpena ez daukat bat ere argi ondo dagoen"

$q_{\text{ref\_2}} = Q_{\text{DOT\_2}} / (1000)$  "Honetan  $A_2$  sartu beharko lirateke ez? emaitza harraroak ematen ditu horrela  $Q_{\text{dot\_2}} / (A_2 * 1000)$ "

"2 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "  
 $(1/U_2) = (1/h_{\text{ref\_2}}) + (1/h_{\text{JCW\_2}})$

"Batez besteko temperatura logaritmikoa"

$\text{DELTAT\_lm\_2} = (\text{DELTAT\_in\_2} - \text{DELTAT\_out\_2}) / \ln(\text{DELTAT\_in\_2} / \text{DELTAT\_out\_2})$   
 $\text{DELTAT\_in\_2} = T_{\text{hot\_out\_2}} - T_{\text{c\_in\_2}}$   
 $\text{DELTAT\_out\_2} = T_{\text{hot\_in\_2}} - T_{\text{c\_out\_2}}$   
 $T_{\text{hot\_in\_2}} = T_{\text{JCW\_2\_in}}$   
 $T_{\text{hot\_out\_2}} = T_{\text{JCW\_2\_out}}$   
 $T_{\text{c\_in\_2}} = T[2]$   
 $T_{\text{c\_out\_2}} = T[3]$

"Bero transmizioa W-tan 2, zonaldearen azalera lortzeko"

$Q_{\text{DOT\_2}} = 1000 * m_{\text{dot\_ref}} * (h[3] - h[2])$   
 $Q_{\text{DOT\_2}} = U_2 * A_2 * \text{DELTAT\_lm\_2}$

"2 zonaldearen luzeera"

$L_2 = A_2 / W_{\text{evap}}$

"Kaiga Galerak"

$\text{DELTAP\_ref\_2} = (2 * f_{\text{ref\_2}} * L_2 * G_{\text{ref\_2}}^2) / (\rho_{\text{bulk\_ref\_2}} * D\_h)$   
 $\rho_{\text{bulk\_ref\_2}} = \text{density}(\text{fluido}; h = (h[3] + h[2])/2; P = P_{\text{evap}})$   
 $G_{\text{ref\_2}} = m_{\text{dot\_ref}} / A_{\text{sec\_evap}}$   
 $f_{\text{ref\_2}} = 61000 * \text{Re\_ref\_2\_eq}^{-1,25}$   
 $\text{Re\_ref\_2\_eq} = (u_{\text{ref\_2\_eq}} * D\_h) / \nu_{\text{ref\_2\_liq}}$   
 $u_{\text{ref\_2\_eq}} = u_{\text{ref\_2}} * (0,5 + 0,5 * (\rho_{\text{ref\_2\_liq}} / \rho_{\text{ref\_2\_vap}})^2)$   
 $u_{\text{ref\_2}} = m_{\text{dot\_ref}} / (\rho_{\text{bulk\_ref\_2}} * A_{\text{sec\_evap}})$   
 $\rho_{\text{ref\_2\_vap}} = \text{density}(\text{fluido}; h = h[3]; P = P_{\text{evap}})$

"(3) ZONALDEA"

"Kamisetako uraren bero transferentzi koefizientea"

$\text{Nus\_JCW\_3} = C * (\text{Re\_JCW\_3}^m) * (\text{Pr\_JCW\_3}^n)$





$T_{JCW\_3\_in}=T_{JCW\_in}$   
 $T_{JCW\_3\_out}=T_{JCW\_2\_in}$   
 $Re_{JCW\_3}=(u_{JCW\_3}*D_h)/\nu_{JCW\_3}$   
 $\nu_{JCW\_3}=\text{kinematicviscosity}(\text{Water}, T=(T_{JCW\_3\_in}+T_{JCW\_3\_out})/2; P=P_{JCW})$   
 $u_{JCW\_3}=m\_dot_{JCW}/(\rho_{bulk\_JCW}*A_{sec\_evap})$   
 $\rho_{bulk\_JCW\_3}=\text{density}(\text{Water}, T=(T_{JCW\_3\_in}+T_{JCW\_3\_out})/2; P=P_{JCW})$   
 $Pr_{JCW\_3}=\text{prandtl}(\text{Water}, T=(T_{JCW\_3\_in}+T_{JCW\_3\_out})/2; P=P_{JCW})$   
 $k_{JCW\_3}=\text{conductivity}(\text{Water}, T=(T_{JCW\_3\_in}+T_{JCW\_3\_out})/2; P=P_{JCW})$   
 $h_{JCW\_3}=(Nus_{JCW\_3}*k_{JCW\_3})/D_h$

#### "Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea"

$Nus_{ref\_3}=C*(Re_{ref\_3}^m)*(Pr_{ref\_3}^n)$   
 $Re_{ref\_3}=(u_{ref\_3}*D_h)/\nu_{ref\_3}$   
 $\nu_{ref\_3}=\text{kinematicviscosity}(\text{fluido}; T=(T[3]+T[4])/2; P=P_{evap})$   
 $u_{ref\_3}=m\_dot_{ref}/(\rho_{bulk\_ref\_3}*A_{sec\_evap})$   
 $\rho_{bulk\_ref\_3}=\text{density}(\text{fluido}; T=(T[3]+T[4])/2; P=P_{evap})$   
 $Pr_{ref\_3}=\text{prandtl}(\text{fluido}; T=(T[3]+T[4])/2; P=P_{evap})$   
 $k_{ref\_3}=\text{conductivity}(\text{fluido}; T=(T[3]+T[4])/2; P=P_{evap})$   
 $h_{ref\_3}=(Nus_{ref\_3}*k_{ref\_3})/D_h$

#### "3 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "

$(1/U_3)=(1/h_{ref\_3})+(1/h_{JCW\_3})$

#### "Batez besteko tenperatura logaritmikoa"

$DELTA_{T\_lm\_3}=(DELTA_{T\_in\_3}-DELTA_{T\_out\_3})/\ln(DELTA_{T\_in\_3}/DELTA_{T\_out\_3})$   
 $DELTA_{T\_in\_3}=T_{hot\_out\_3}-T_{c\_in\_3}$   
 $DELTA_{T\_out\_3}=T_{hot\_in\_3}-T_{c\_out\_3}$   
 $T_{hot\_in\_3}=T_{JCW\_3\_in}$   
 $T_{hot\_out\_3}=T_{JCW\_3\_out}$   
 $T_{c\_in\_3}=T[3]$   
 $T_{c\_out\_3}=T[4]$

#### "Bero transmizioa W-tan 3. zonaldearen azalera lortzeko"

$Q_{DOT\_3}=1000*m\_dot_{ref}*(h[4]-h[3])$  "3 zonaldeko bero transmizioa W-tan"  
 $Q_{DOT\_3}=U_3*A_3*DELTA_{T\_lm\_3}$

#### "3 zonaldearen luzeera"

$L_3=A_3/W_{evap}$

#### "Kaiga Galerak"

$DELTA_{P\_ref\_3}=(2*f_{ref\_3}*L_3*G_{ref\_3}^2)/(\rho_{bulk\_ref\_3}*D_h)$   
 $f_{ref\_3}=f_{ref\_2}$   
 $G_{ref\_3}=m\_dot_{ref}/A_{sec\_evap}$

#### "LURRUNGAILU OSOA HARTUZ"

$L_{evap}=L_1+L_2+L_3$

$DELTA_{P\_evap\_calc}=(DELTA_{P\_ref\_1}+DELTA_{P\_ref\_2}+DELTA_{P\_ref\_3})*\text{convert}((N/m^2);bar)$

#### "KONDENTSAGAILUAREN DIMENSIONAMENDUA"

$W_{cond}=0,5 [m]$  "Kondentsagailuaren zabalera totala"

$A_{sec\_cond}=W_{cond}*(D_h/2)$  "Kondentsagailukogailuko fluidoren pasuko sekzioa, diametro hidraulikoa lurrungailuaren berdina hartuko da"

"Kondentsagailua 3 zonaldean banatuko da, (4) hozgarri lurrunaren hoztea eta itsasoko ur likidoaren berotzea; (5) Hozgarriaren fase aldaketa lurrunetik likidora eta itsasoko ur likidoaren berotzea; (6) hozgarri likidoaren azpihoztea eta itsasoko ur likidoaren berotzea"



#### "(4) ZONALDEA"

##### "Itsasoko uraren bero transferentzi koefizientea"

$$\begin{aligned} \text{Nus\_SW\_4} &= C * (\text{Re\_SW\_4}^m) * (\text{Pr\_SW\_4}^n) \\ m\_dot\_ref * (h[7] - h[9]) &= m\_dot\_SW * C\_p\_SW * (T\_SW\_4\_in - T\_SW\_in) \\ T\_SW\_4\_out &= T\_SW\_in \\ \text{Re\_SW\_4} &= (u\_SW\_4 * D\_h) / \nu_{SW\_4} \\ \nu_{SW\_4} &= \text{kinematicviscosity}(\text{Water}, T = (T\_SW\_4\_in + T\_SW\_4\_out) / 2; P = P\_SW) \\ u\_SW\_4 &= m\_dot\_SW / (\rho_{bulk\_SW\_4} * A\_sec\_cond) \\ \rho_{bulk\_SW\_4} &= \text{density}(\text{Water}, T = (T\_SW\_4\_in + T\_SW\_4\_out) / 2; P = P\_SW) \\ \text{Pr\_SW\_4} &= \text{prandtl}(\text{Water}, T = (T\_SW\_4\_in + T\_SW\_4\_out) / 2; P = P\_SW) \\ k\_SW\_4 &= \text{conductivity}(\text{Water}, T = (T\_SW\_4\_in + T\_SW\_4\_out) / 2; P = P\_SW) \\ h\_SW\_4 &= (\text{Nus\_SW\_4} * k\_SW\_4) / D\_h \end{aligned}$$

##### "Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea"

$$\begin{aligned} \text{Nus\_ref\_4} &= C * (\text{Re\_ref\_4}^m) * (\text{Pr\_ref\_4}^n) \\ \text{Re\_ref\_4} &= (u\_ref\_4 * D\_h) / \nu_{ref\_4} \\ \nu_{ref\_4} &= \text{kinematicviscosity}(\text{fluido}, T = (T[6] + T[7]) / 2; P = P\_cond) \\ u\_ref\_4 &= m\_dot\_ref / (\rho_{bulk\_ref\_4} * A\_sec\_cond) \\ \rho_{bulk\_ref\_4} &= \text{density}(\text{fluido}, T = (T[6] + T[7]) / 2; P = P\_cond) \\ \text{Pr\_ref\_4} &= \text{prandtl}(\text{fluido}, T = (T[6] + T[7]) / 2; P = P\_cond) \\ k\_ref\_4 &= \text{conductivity}(\text{fluido}, T = (T[6] + T[7]) / 2; P = P\_cond) \\ h\_ref\_4 &= (\text{Nus\_ref\_4} * k\_ref\_4) / D\_h \end{aligned}$$

##### "4 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "

$$(1/U_4) = (1/h\_ref\_4) + (1/h\_SW\_4)$$

##### "Batez besteko temperatura logaritmikoa"

$$\begin{aligned} \text{DELTAT\_Im\_4} &= (\text{DELTAT\_in\_4} - \text{DELTAT\_out\_4}) / \ln(\text{DELTAT\_in\_4} / \text{DELTAT\_out\_4}) \\ \text{DELTAT\_in\_4} &= T\_hot\_out\_4 - T\_c\_in\_4 \\ \text{DELTAT\_out\_4} &= T\_hot\_in\_4 - T\_c\_out\_4 \\ T\_hot\_in\_4 &= T[6] \\ T\_hot\_out\_4 &= T[7] \\ T\_c\_in\_4 &= T\_SW\_4\_in \\ T\_c\_out\_4 &= T\_SW\_4\_out \end{aligned}$$

##### "Bero transmisioa W-tan 4. zonaldearen azalera lortzeko"

$$\begin{aligned} Q\_DOT\_4 &= 1000 * m\_dot\_ref * (h[6] - h[7]) \\ Q\_DOT\_4 &= U_4 * A_4 * \text{DELTAT\_Im\_4} \end{aligned}$$

##### "4 zonaldearen luzeera"

$$L_4 = A_4 / W\_cond$$

##### "Kaiga Galerak"

$$\begin{aligned} \text{DELTAP\_ref\_4} &= (2 * f\_ref\_4 * L_4 * G\_ref\_4^2) / (\rho_{bulk\_ref\_4} * D\_h) \\ f\_ref\_4 &= f\_ref\_5 \\ G\_ref\_4 &= m\_dot\_ref / A\_sec\_cond \end{aligned}$$

#### "(5) ZONALDEA"

##### "Itsasoko uraren bero transferentzi koefizientea"

$$\begin{aligned} \text{Nus\_SW\_5} &= C * (\text{Re\_SW\_5}^m) * (\text{Pr\_SW\_5}^n) \\ m\_dot\_ref * (h[8] - h[9]) &= m\_dot\_SW * C\_p\_SW * (T\_SW\_5\_in - T\_SW\_in) \\ T\_SW\_5\_out &= T\_SW\_4\_in \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} Re_{SW\_5} &= (u_{SW\_5} \cdot D_h) / \nu_{SW\_5} \\ \nu_{SW\_5} &= \text{kinematicviscosity}(\text{Water}, T=(T_{SW\_5\_in}+T_{SW\_5\_out})/2; P=P_{SW}) \\ u_{SW\_5} &= m\_dot_{SW} / (\rho_{bulk\_SW\_5} \cdot A_{sec\_cond}) \\ \rho_{bulk\_SW\_5} &= \text{density}(\text{Water}, T=(T_{SW\_5\_in}+T_{SW\_5\_out})/2; P=P_{SW}) \\ Pr_{SW\_5} &= \text{prandtl}(\text{Water}, T=(T_{SW\_5\_in}+T_{SW\_5\_out})/2; P=P_{SW}) \\ k_{SW\_5} &= \text{conductivity}(\text{Water}, T=(T_{SW\_5\_in}+T_{SW\_5\_out})/2; P=P_{SW}) \\ h_{SW\_5} &= (Nus_{SW\_5} \cdot k_{SW\_5}) / D_h \end{aligned}$$

"Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea, lehengo fase aldaketarik ez balego bero transferentzi koefizientea lortuz (h\_ref\_5\_liq)"

$$\begin{aligned} Nus_{ref\_5\_liq} &= C \cdot (Re_{ref\_5\_liq})^m \cdot (Pr_{ref\_5\_liq})^n \\ Re_{ref\_5\_liq} &= (u_{ref\_5\_liq} \cdot D_h) / \nu_{ref\_5\_liq} \\ \nu_{ref\_5\_liq} &= \text{kinematicviscosity}(\text{fluido}; h=h[8]; P=P_{cond}) \\ u_{ref\_5\_liq} &= m\_dot_{ref} / (\rho_{ref\_5\_liq} \cdot A_{sec\_cond}) \\ \rho_{ref\_5\_liq} &= \text{density}(\text{fluido}; h=h[8]; P=P_{cond}) \\ Pr_{ref\_5\_liq} &= \text{prandtl}(\text{fluido}; h=h[8]; P=P_{cond}) \\ k_{ref\_5\_liq} &= \text{conductivity}(\text{fluido}; T=T[8]; P=P_{cond}) \\ h_{ref\_5\_liq} &= (Nus_{ref\_5\_liq} \cdot k_{ref\_5\_liq}) / D_h \\ h_{ref\_5} &= r \cdot h_{ref\_5\_liq} \cdot (0,25 \cdot (Co^{(-0,45)}) \cdot Fr_{ref\_5\_liq}^{0,25} + 75 \cdot (Bo_{ref\_5})^{0,5}) \\ r &= 1 \\ Fr_{ref\_5\_liq} &= (u_{ref\_5\_liq}) / \sqrt{g \cdot D_h} \\ Bo_{ref\_5} &= q_{ref\_5} / (G_{ref\_5} \cdot (h[7] - h[8])) \end{aligned}$$

"Ekuazio honen adierazpena ez daukat bat ere argi on&do dagoen"

$$q_{ref\_5} = Q\_DOT\_5 / (A\_5 \cdot 1000)$$

"Honetan A\_5 sartu beharko lirateke ez? emaitza harraroak ematen ditu horrela"

$$Co = (\rho_{ref\_5\_liq} / \rho_{ref\_5\_vap}) \cdot ((1 - 0,5) / 0,5)^{0,8}$$

"5 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "

$$(1/U_5) = (1/h_{ref\_5}) + (1/h_{SW\_5})$$

"Batez besteko tenperatura logaritmikoa"

$$\begin{aligned} DELTAT_{lm\_5} &= (DELTAT_{in\_5} - DELTAT_{out\_5}) / \ln(DELTAT_{in\_5} / DELTAT_{out\_5}) \\ DELTAT_{in\_5} &= T_{hot\_out\_5} - T_{c\_in\_5} \\ DELTAT_{out\_5} &= T_{hot\_in\_5} - T_{c\_out\_5} \\ T_{hot\_in\_5} &= T[7] \\ T_{hot\_out\_5} &= T[8] \\ T_{c\_in\_5} &= T_{SW\_5\_in} \\ T_{c\_out\_5} &= T_{SW\_5\_out} \end{aligned}$$

"Bero transmisioa W-tan 5. zonaldearen azalera lortzeko"

$$\begin{aligned} Q\_DOT\_5 &= 1000 \cdot m\_dot_{ref} \cdot (h[7] - h[8]) \\ Q\_DOT\_5 &= U_5 \cdot A_5 \cdot DELTAT_{lm\_5} \end{aligned}$$

"2 zonaldeko bero transmisioa W-tan"

"5 zonaldearen luzeera"

$$L_5 = A_5 / W_{cond}$$

"Kaiga Galerak"

$$\begin{aligned} DELTAP_{ref\_5} &= (2 \cdot f_{ref\_5} \cdot L_5 \cdot G_{ref\_5}^2) / (\rho_{bulk\_ref\_5} \cdot D_h) \\ \rho_{bulk\_ref\_5} &= \text{density}(\text{fluido}; h=(h[7]+h[8])/2; P=P_{cond}) \\ G_{ref\_5} &= m\_dot_{ref} / A_{sec\_cond} \\ f_{ref\_5} &= 21500 \cdot Re_{ref\_5\_eq}^{-1,14} \cdot Bo_{ref\_5}^{-0,085} \\ Re_{ref\_5\_eq} &= (u_{ref\_5\_eq} \cdot D_h) / \nu_{ref\_5\_liq} \\ u_{ref\_5\_eq} &= u_{ref\_5} \cdot (0,5 + 0,5 \cdot (\rho_{ref\_5\_liq} / \rho_{ref\_5\_vap})^2) \\ u_{ref\_5} &= m\_dot_{ref} / (\rho_{bulk\_ref\_5} \cdot A_{sec\_evap}) \\ \rho_{ref\_5\_vap} &= \text{density}(\text{fluido}; h=h[7]; P=P_{evap}) \end{aligned}$$



### "(6) ZONALDEA"

#### "Itsasoko uraren bero transferentzi koefizientea"

$$\text{Nus\_SW\_6} = C * (\text{Re\_SW\_6}^m) * (\text{Pr\_SW\_6}^n)$$

$$\text{T\_SW\_6\_in} = \text{T\_SW\_in}$$

$$\text{T\_SW\_6\_out} = \text{T\_SW\_5\_in}$$

$$\text{Re\_SW\_6} = (\text{u\_SW\_6} * \text{D\_h}) / \text{nu\_SW\_6}$$

$$\text{nu\_SW\_6} = \text{kinematicviscosity}(\text{Water}, \text{T} = (\text{T\_SW\_6\_in} + \text{T\_SW\_6\_out}) / 2; \text{P} = \text{P\_SW})$$

$$\text{u\_SW\_6} = \text{m\_dot\_SW} / (\text{rho\_bulk\_SW\_6} * \text{A\_sec\_cond})$$

$$\text{rho\_bulk\_SW\_6} = \text{density}(\text{Water}, \text{T} = (\text{T\_SW\_6\_in} + \text{T\_SW\_6\_out}) / 2; \text{P} = \text{P\_SW})$$

$$\text{Pr\_SW\_6} = \text{prandtl}(\text{Water}, \text{T} = (\text{T\_SW\_6\_in} + \text{T\_SW\_6\_out}) / 2; \text{P} = \text{P\_SW})$$

$$\text{k\_SW\_6} = \text{conductivity}(\text{Water}, \text{T} = (\text{T\_SW\_6\_in} + \text{T\_SW\_6\_out}) / 2; \text{P} = \text{P\_SW})$$

$$\text{h\_SW\_6} = (\text{Nus\_SW\_6} * \text{k\_SW\_6}) / \text{D\_h}$$

#### "Hozgarriaren bero transferentzi koefizientea"

$$\text{Nus\_ref\_6} = C * (\text{Re\_ref\_6}^m) * (\text{Pr\_ref\_6}^n)$$

$$\text{Re\_ref\_6} = (\text{u\_ref\_6} * \text{D\_h}) / \text{nu\_ref\_6}$$

$$\text{nu\_ref\_6} = \text{kinematicviscosity}(\text{fluido\$}, \text{T} = (\text{T}[8] + \text{T}[9]) / 2; \text{P} = \text{P\_cond})$$

$$\text{u\_ref\_6} = \text{m\_dot\_ref} / (\text{rho\_bulk\_ref\_6} * \text{A\_sec\_cond})$$

$$\text{rho\_bulk\_ref\_6} = \text{density}(\text{fluido\$}, \text{T} = (\text{T}[8] + \text{T}[9]) / 2; \text{P} = \text{P\_cond})$$

$$\text{Pr\_ref\_6} = \text{prandtl}(\text{fluido\$}, \text{T} = (\text{T}[8] + \text{T}[9]) / 2; \text{P} = \text{P\_cond})$$

$$\text{k\_ref\_6} = \text{conductivity}(\text{fluido\$}, \text{T} = (\text{T}[8] + \text{T}[9]) / 2; \text{P} = \text{P\_cond})$$

$$\text{h\_ref\_6} = (\text{Nus\_ref\_6} * \text{k\_ref\_6}) / \text{D\_h}$$

#### "6 Zonaldearen bero transferentzi koefizientea, hozgarri eta ura erresistentziak seriean hartuz "

$$(1/\text{U}_6) = (1/\text{h\_ref\_6}) + (1/\text{h\_SW\_6})$$

#### "Batez besteko temperatura logaritmikoa"

$$\text{DELTAT\_Im\_6} = (\text{DELTAT\_in\_6} - \text{DELTAT\_out\_6}) / \ln(\text{DELTAT\_in\_6} / \text{DELTAT\_out\_6})$$

$$\text{DELTAT\_in\_6} = \text{T\_hot\_out\_6} - \text{T\_c\_in\_6}$$

$$\text{DELTAT\_out\_6} = \text{T\_hot\_in\_6} - \text{T\_c\_out\_6}$$

$$\text{T\_hot\_in\_6} = \text{T}[8]$$

$$\text{T\_hot\_out\_6} = \text{T}[9]$$

$$\text{T\_c\_in\_6} = \text{T\_SW\_6\_in}$$

$$\text{T\_c\_out\_6} = \text{T\_SW\_6\_out}$$

#### "Bero transmizioa W-tan 6. zonaldearen azalera lortzeko"

$$\text{Q\_DOT\_6} = 1000 * \text{m\_dot\_ref} * (\text{h}[8] - \text{h}[9]) \quad \text{"3 zonaldeko bero transmizioa W-tan"}$$

$$\text{Q\_DOT\_6} = \text{U}_6 * \text{A}_6 * \text{DELTAT\_Im\_6}$$

#### "6 zonaldearen luzeera"

$$\text{L}_6 = \text{A}_6 / \text{W\_cond}$$

#### "Kaiga Galerak"

$$\text{DELTAP\_ref\_6} = (2 * \text{f\_ref\_6} * \text{L}_6 * \text{G\_ref\_6}^2) / (\text{rho\_bulk\_ref\_6} * \text{D\_h})$$

$$\text{f\_ref\_6} = \text{f\_ref\_5}$$

$$\text{G\_ref\_6} = \text{m\_dot\_ref} / \text{A\_sec\_cond}$$

#### "KONDENTSAGAILU OSOA HARTUZ"

$$\text{L\_cond} = \text{L}_4 + \text{L}_5 + \text{L}_6$$