



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial**

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN PARA ENSAYOS DE FUSIÓN Y SOLIDIFICACIÓN EN ACUMULADORES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE ALTA TEMPERATURA

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Juan Mármol Valera
Director: Juan Pedro Solano Fernández
Codirector: José Muñoz Cámara

Cartagena



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

ÍNDICE

ÍNDICE.....	II
LISTADO DE FIGURAS.....	IV
LISTADO DE TABLAS.....	VI
1 INTRODUCCIÓN.....	1
2 OBJETIVO DEL PROYECTO	2
3 CONTEXTO.....	2
4 ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE ENERGÍA (TES).....	3
4.1 Tipos de TES.....	3
4.1.1 Almacenamiento sensible.....	3
4.1.2 Almacenamiento por calor latente.....	5
4.1.3 Almacenamiento químico.....	5
5 PCM.....	6
5.1 Orgánicos.....	7
5.2 Inorgánicos.....	8
5.3 Mezclas eutécticas	8
6 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.....	9
7 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	10
7.1 Componentes principales.....	10
7.2 Modelado 3D del lugar de la instalación.....	11
8 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE.....	14
8.1 Influencia de la adición de aletas.....	14
8.2 Influencia de la geometría del tanque acumulador de energía térmica.....	16
8.3 Influencia del gasto másico en el HTF.....	17
8.4 Diseño de los intercambiadores de calor.....	19
9 SELECCIÓN DEL PCM.....	21
10 SELECCIÓN DEL FLUIDO PORTADOR DEL CALOR (HTF).....	23
11 DISIPADOR DE CALOR (O INTERCAMBIADOR DE CALOR).....	25
11.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	25
11.1.1 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.....	25
11.1.2 Intercambiadores de calor compactos.....	26
11.1.3 Intercambiadores de carcasa y tubos.....	27
11.1.4 Intercambiadores de placas.....	28
11.2 Selección del intercambiador de calor.....	29

11.2.1	Método LMTD.	30
11.2.2	Cálculo del coeficiente global de fricción U	31
11.2.3	Conclusiones.....	37
11.2.4	Método del número de unidades de transferencia, NTU.....	38
12	VASO DE EXPANSIÓN.	41
13	SELECCIÓN DE LA BOMBA.....	42
13.1.1	Curva resistente de la instalación.	43
13.1.2	Curva característica de la bomba.....	45
14	ACUMULADOR DE ENERGÍA TÉRMICA.....	50
15	DISTRIBUCIÓN FINAL DE LA INSTALACIÓN.....	53
16	CONCLUSIONES.....	55
17	ANEXO.	56
18	Bibliografía.....	64

LISTADO DE FIGURAS.

Figura 1. Distribución en planta de la instalación. Fuente: propia. Realizado en Autocad	10
Figura 2. Vista en planta en 3D. A la derecha la sala 1 y a la izquierda la sala 2. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.	11
Figura 3. Vista oblicua en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.....	12
Figura 4. Ranura de conexión sala 1 y 2. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.	12
Figura 5. Vista sala 1 en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.	13
Figura 6. Vista de la sala 2 en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.....	13
Figura 7. Colocación de sensores en los distintos tanques. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1].....	17
Figura 8. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.16kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1].....	18
Figura 9. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.0833kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1].....	18
Figura 10. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.05kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1].....	18
Figura 11. Diagrama de fases KNO ₃ y NaNO ₃ . Fuente: «Thermodynamic Evaluation of Phase Equilibria in NaNO ₃ -KNO ₃ System.,»[25].....	21
Figura 12. Rango operación Therminol 55.....	23
Figura 13. Intercambiador flujo paralelo. Figura	
14. Intercambiador flujo contracorriente	25
Figura 15. Distribución de temperaturas en un PCHE	26
Figura 16. Fluido en contracorriente mezclado Figura 17. Fluido en contracorriente sin mezclar.	27
Figura 18. Intercambiador de carcasa con 1 paso por carcasa y 1 tubo pasante.	28
Figura 19. Intercambiador de carcasa de un paso por carcasa y 4 tubos pasantes.	28
Figura 20. Intercambiador de placas. Figura 21. Interior de un intercambiador de placas.	28
Figura 22. Croquis funcionamiento del disipador.	33
Figura 23. Cotas de los codos del serpentín del disipador de calor. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.	34
Figura 24. Recorrido de carga del circuito hidráulico	42
Figura 25. Curvas características bombas comerciales marca ITUR.	46
Figura 26. Curvas bomba 32/200 marca ITUR	46
Figura 27. Punto funcionamiento.	47
Figura 28. Punto de diseño.	48
Figura 29. Gráfica de la intersección de la curva homóloga con la curva característica de la bomba.	49
Figura 30. Vista en planta del recorrido del serpentín del acumulador energía térmica.	50
Figura 31. Imagen del serpentín del acumulador rodeado por los perfiles de PCM.	51
Figura 32. Acumulador de energía térmica con carcasa incluida.....	52
Figura 33. Distribución final de la instalación. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.	53

Figura 34. Circuito hidráulico de la instalación. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.
..... 54

LISTADO DE TABLAS.

Tabla 1. Propiedades de algunos materiales para TES a 20°C. Fuente: Norton (1992) ...	4
Tabla 2. Parafinas	7
Tabla 3. Esquema de tipos de PCM.....	8
Tabla 4. Influencia de los cambios en las aletas.....	15
Tabla 5. Variación del proceso de fusión del PCM con el caudal.....	16
Tabla 6. Porcentajes de pérdidas de calor en relación con e flujo másico.	19
Tabla 7. PCM de alta temperatura	21
Tabla 8. Fases de la mezcla KNO ₃ y NaNO ₃	22
Tabla 9. Propiedades KNO ₃ para temperaturas próximas a las de fusión.	22
Tabla 10. Propiedades therminol 55	24
Tabla 11. Ventajas y desventajas PCHE.	27
Tabla 12. Datos fluido caliente y fluido frío.	31
Tabla 13. correlaciones para el número de Nusselt.	35
Tabla 14. Factor de correlación en función del número de filas.	36
Tabla 15. Parámetros del proceso de iteración.	37
Tabla 16. Valor coeficiente de pérdidas objetos.....	44
Tabla 17. Parámetros curva resistente.	45
Tabla 18. Propiedades AISI 316L.	51
Tabla 19. Componentes del circuito hidráulico.....	54

1 INTRODUCCIÓN.

Las técnicas de almacenamiento de energía térmica buscan el poder disponer de energía en función de la demanda del momento. De esta forma en los periodos en los que hay un exceso de producción de energía y baja demanda, podemos almacenar ese exceso de energía para que en los periodos de baja producción y alta demanda se pueda utilizar. En este caso, nuestra instalación simulará el funcionamiento de una instalación de colectores solares en los que obtendremos fluido caliente, el cual queremos usar para aportar energía calorífica a un proceso. Nuestro propósito es el de mantener el fluido caliente el mayor tiempo posible, esto se hace mediante un depósito por el que circula el fluido caliente a través unos tubos rodeados de un material llamado PCM que hará que la temperatura de los tubos se mantenga caliente mientras no haya horas de Sol, este depósito es el acumulador de energía térmica. De esta manera, también se ahorraría el tener que hacer uso de un equipo que caliente el fluido una vez pierda calor del proceso inicial. En concreto vamos a tratar con temperaturas mucho más elevadas de las habituales que pueden llegar a los 300°C, lo que conlleva un grado experimental importante.

2 OBJETIVO DEL PROYECTO

El principal objetivo del proyecto es el diseño de una instalación experimental de un acumulador de energía térmica por calor latente a alta temperatura, incluyendo también una descripción de los equipos necesarios para su funcionamiento.

3 CONTEXTO

El calor de la energía solar necesario para procesos industriales está teniendo gran relevancia para cubrir la alta demanda de energía térmica para la industria. Esto tiene un doble beneficio: primero se evita el uso de combustibles fósiles como fuentes de energía y por lo tanto la emisión de contaminantes a la atmósfera, y segundo la aparición de un nuevo mercado para la industria solar que puede resultar en una bajada de los precios en los colectores solares gracias a las economías de escala.

Según la agencia internacional de la energía (IEA) de las 111 instalaciones dedicadas a la producción de calor mediante energía solar para procesos industriales, sólo 17 de ellas trabajan a temperaturas superiores a 150°C. Esto debe principalmente al elevado coste que conllevan las instalaciones, falta de un almacenamiento térmico compacto y ausencia de incentivos. Con esta instalación se pretende estudiar de forma experimental el funcionamiento y viabilidad de este tipo instalaciones en la industria.

Por otro lado, la Unión Europea prevé que el almacenamiento de energía será una de las principales herramientas para llevar a cabo la transición energética con un mercado que podría ser de unos 250.000 millones para 2040. Con este inmenso crecimiento viene una oportunidad única para la industria del almacenamiento de energía europea para acelerar la producción de tecnologías y aprovisionamiento de servicios en todo el mundo. Esto podría contribuir a la reindustrialización de Europa y al crecimiento a largo plazo favoreciendo a los ciudadanos europeos, consiguiendo que Europa se convierta en primera potencia mundial en energías renovables.

4 ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE ENERGÍA (TES).

La gran fluctuación continuada de la demanda se puede remediar parcialmente con el uso de TES (Thermal Energy Storage). El uso de estas instalaciones está teniendo un aumento drástico debido a la gran demanda de energía eléctrica actual. Numerosas investigaciones relacionadas con la eficiencia de energía y su conservación estipulan a las TES como una de las tecnologías más atractivas que se han desarrollado. Además, el calor o frío generado eléctricamente fuera de demanda se puede utilizar posteriormente cuando si la haya.

A lo largo de la historia el almacenamiento de energía ha formado un papel fundamental en nuestras vidas tal como las vivimos hoy. Las baterías cargadas químicamente se hicieron comunes en mitad del siglo XIX para suministrar a los telégrafos, señales luminosas y otros electrodomésticos. En 1896 *Homer T. Yaryan* instaló un tanque de almacenamiento térmico para uso urbano de baja temperatura y agua caliente para aprovechar el agua caliente sobrante cuando la demanda era alta. Otras plantas usaban tanques de almacenamiento de vapor, las cuales no fueron tan exitosas. También se utilizaron otros tipos de TES en 1980 para propulsar coches con vapor y agua a alta temperatura al motor de vapor. Actualmente se usan TES para el almacenamiento de energía solar para el uso de noche y fines de semana, del calor del verano para usarlo en invierno o el hielo de invierno para el uso en verano.

4.1 Tipos de TES.

Las TES implican el almacenamiento de energía por calentamiento, fusión, evaporación (o solidificación y sublimación) de un material, o por reacciones termoquímicas. La energía es recuperada por calentamiento o enfriamiento cuando el proceso es invertido. Podemos distinguir dos tipos principales de almacenamiento:

4.1.1 Almacenamiento sensible.

La energía es almacenada cambiando la temperatura de un medio de almacenamiento como pueden ser el agua, aire, arena, lechos de roca... etc. Este tipo de almacenamientos no implican un cambio de fase en el estado del material. La cantidad de energía aportada al TES es proporcional a la diferencia de temperaturas iniciales y finales, la masa del material de almacenaje y el calor específico. Cada material tiene sus ventajas y

desventajas. Así, el calor específico del agua ($\sim 4.2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$) dobla al de las rocas, esto la hace adecuada para aplicaciones de TES en las que se provocan calentamientos y enfriamientos para temperaturas no muy elevadas (por debajo de 100°C). En cambio, las rocas y cerámicas presentan un calor específico relativamente bajo ($\sim 0.84 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$), pero permiten grandes cambios de temperatura por encima de los 100°C y grandes densidades.

Las instalaciones de TES consisten en el material de almacenamiento, un depósito y entradas y salidas para los dispositivos. Los contenedores deben almacenar al material y prevenir las pérdidas caloríficas. La existencia de un gradiente amplio de temperaturas a lo largo del depósito es deseable, esto es más fácil de conseguir en los sólidos que en los líquidos.

Material	Densidad (kg/m^3)	Calor específico (J/kgK)	Capacidad calorífica por unidad de volumen ($10^6\text{J/m}^3 \text{ K}$)
Arcilla	1458	879	1.28
Ladrillo	1800	837	1.51
Cemento	2000	880	1.76
Madera	700	2390	1.67
Hierro	7900	452	3.57
Acero	7840	465	3.68
Agua	988	4182	4.17

Tabla 1. Propiedades de algunos materiales para TES a 20°C . Fuente: Norton (1992)

4.1.2 Almacenamiento por calor latente.

Implica un cambio de fase y por lo tanto se produce calor latente. El calor latente es mucho mayor que el calor sensible el cual está relacionado con el calor específico. Los materiales que poseen la capacidad de mantener la temperatura constante durante el cambio de fase son los llamados PCM (Phase Change Materials). Entramos más en detalle con estos materiales en el apartado 5.

Los sistemas de almacenamiento de energía por calor latente pueden tener los siguientes problemas asociados:

- Sobre enfriamiento del PCM en vez de su cristalización al liberar calor. Esto se puede evitar añadiendo agentes de nucleación.
- La dificultad de hacer un intercambiador de calor capaz de lidiar con la mezcla de los distintos tamaños de los cristales que flotan en el líquido.
- Las operaciones del sistema no pueden ser reversibles.

4.1.3 Almacenamiento químico.

El tercer método de almacenamiento es por medio de reacciones químicas. Para este tipo de almacenamiento es necesario que las reacciones químicas involucradas sean completamente reversibles. El calor producido por el colector solar es usado para la realización de una reacción endotérmica. Si esta reacción es completamente reversible (no se da en la realidad), la energía térmica producida puede aprovecharse completamente al revertir la reacción.

Algunas de las ventajas principales de este método es la gran densidad energética de almacenamiento, larga duración de almacenamiento a temperaturas cercanas a la de ambiente y capacidad de bombeo de calor. Sin embargo, el desarrollo de estas tecnologías se encuentra todavía en una fase muy temprana.

A largo plazo este tipo de almacenamiento puede ser una opción muy atractiva y tener bajo coste.

5 PCM

La aplicación de los materiales de cambio de fase para el almacenamiento de energía solar es prometedora para resolver el problema de la diferencia de tiempo entre la producción y el consumo de energía. El calor latente capaz de almacenar los PCM es varias veces superior a los materiales que no cambian de fase, pudiendo almacenar desde los 50 a los 150 kWh/t y una eficiencia de entre el 75% y 90%. Esto nos permite poder almacenar la energía en un volumen relativamente pequeño.

Los materiales de cambio de fase (PCM) poseen una característica especial que les permite guardar energía cuando se cambia la composición de sus moléculas, fase o estado de hidratación. Esta característica se denomina calor latente y tiene grandes ventajas para el almacenamiento energético, entre ellas:

- Gran densidad de almacenamiento.
- Reducción de las pérdidas energéticas en el cambio de temperatura.
- Posibilidad de selección de la temperatura de trabajo.

Según el cambio de fase, se pueden clasificar en:

- De sólido a líquido:

Permiten acumular grandes cantidades de energía térmica en volúmenes relativamente pequeños. Durante la fusión la temperatura queda constante, es la llamada temperatura de cambio de fase. Para medir la transferencia de calor durante esta fase tenemos que fijarnos en el calor latente que se puede obtener por la diferencia de entalpías. Uno de los problemas asociados al cambio de fase de sólido a líquido es la diferencia de volumen que se produce, lo que conlleva que el espacio de almacenamiento del PCM sea lo suficientemente grande.

- De sólido a sólido:

La ventaja de este tipo de PCM es que no tienen problemas de fugas debidas a líquidos y esto simplifica su diseño. Son más simples y fáciles de manejar. Sin embargo, el calor latente no es tan alto como en el caso de sólido a líquido. Esta desventaja es un gran aspecto a tener en cuenta para ser viable en uso industrial.

- De líquido a vapor:

En este tipo el cambio de fase ocurre debido a la evaporación y condensación. Debido al incremento de volumen en la fase vapor el tanque tendría bien que soportar altas presiones o tener un gran volumen. Esto hace que su almacenamiento sea muy complicado, siendo muy difícil su aprovechamiento.

En nuestro caso las características que nos aportan los PCM de cambio de fase sólido a líquido se ajustan mejor a nuestras necesidades. Dentro de este tipo de materiales podemos encontrar los orgánicos, inorgánicos y eutécticos.

5.1 Orgánicos.

Se puede clasificar en compuestos con parafina y sin parafina. Tienen la ventaja frente a otros de ser baratos, tener baja presión de vapor, alto punto de fusión y estabilidad química. Además, son compatibles con contenedores de metal, aunque no tanto con los de plástico. Los compuestos sin parafina son los más usados y tienen ventajas como calor de fusión alto y congelan sin demasiado subenfriamiento, sus propiedades varían también según el material. Entre ellos están los ácidos grasos, alcoholes, polialcoholes y los polietilenglicoles. Sin embargo, cuando son sometidos a alta temperatura no son ideales para este tipo de aplicaciones porque se descomponen con facilidad, tienen alta presión de vapor cuando hay falta de oxígeno.

Parafinas	Fórmula	Fórmula	Punto de fusión (°C)	Calor latente (KJ/Kg)	Densidad (kg/m ³)
Tetradecano	C ₁₄ H ₃₀	5.5	228	771	0.15
Hexadecano	C ₁₆ H ₃₄	16.7	237	774	0.25
Octadecano	C ₁₈ H ₃₈	28	244	774	0.35
Icosano	C ₂₀ H ₄₂	36.8	241	778	0.27

Tabla 2. Parafinas

5.2 Inorgánicos.

Los PCM inorgánicos pueden ser sales hidratadas, nitratos y metales. Tienen un alto punto de fusión (130-400 °C) y altos valores de calores latentes, aunque presentan algunos problemas como la tendencia a la corrosión, a la separación de fases y a la sobrefusión. Estos problemas hacen que por sí solos no sean útiles para su uso, es por ello que para abordar la sobrefusión se utilizan sustancias que favorecen la nucleación y para resolver la separación de fases se utilizan mezclas eutécticas.

5.3 Mezclas eutécticas

Este tipo de mezclas consisten en la unión de los anteriormente mencionados compuestos orgánicos e inorgánicos. Tienen una sola temperatura de fusión que es normalmente más baja que la de los compuestos por separado. Una de las grandes ventajas de usar estas sustancias es que eliminan la segregación de las fases.

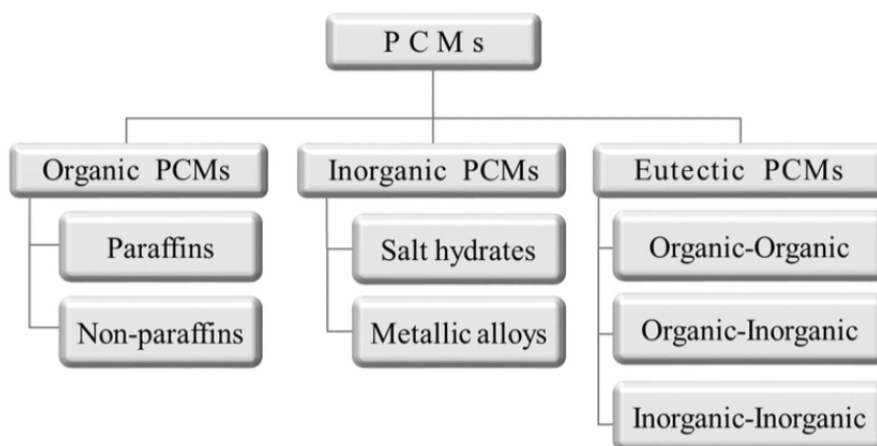


Tabla 3. Esquema de tipos de PCM

6 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

El proceso que se va a llevar a cabo en la instalación consta de dos fases principales:

- Carga.
- Descarga.

Durante el proceso de carga el HTF (Heat Transfer Fluid) se calienta a través del colector y pasa por el tanque relleno de PCM, produciendo su fusión. Para esto el HTF debe tener una temperatura superior a la de fusión del PCM. El proceso de carga finaliza una vez que el PCM alcanza la temperatura del HTF y se empieza a solidificar. En esta fase el colector se encuentra desactivado y el PCM cede calor al HTF que conserva su temperatura hasta que el PCM solidifique del todo, este es el proceso de descarga. El proceso es cíclico.

En nuestra instalación el colector solar será sustituido por un calentador de resistencias eléctricas y habrá un disipador de aire simulando esa pérdida de calor que en la realidad sería aprovechado para el uso en algún tipo de proceso.

7 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

7.1 Componentes principales.

Como podemos observar en la Figura 1 la instalación consta de 4 elementos principales:

- **Acumulador de energía térmica:** se encarga de almacenar la energía térmica por calor latente para utilizarla cuando no sea posible producir energía térmica.
- **Disipador de calor (intercambiador de calor):** al tratarse de un circuito cerrado, buscamos que el fluido vuelva a las condiciones de partida una vez el proceso haya terminado. Es por esto por lo que tendremos que enfriar el fluido una vez finalice el proceso de carga.
- **Vaso de expansión:** su función es la de compensar el aumento de volumen que se produce al aumentar la temperatura del fluido calor portador y procurar que la instalación se encuentre entre los límites de presión deseados.
- **Calentador de resistencias eléctricas:** se trata de un depósito en cuyo interior hay unas resistencias en forma de serpentín que elevan la temperatura del fluido calor portador por encima de su temperatura de fusión en el proceso de carga.

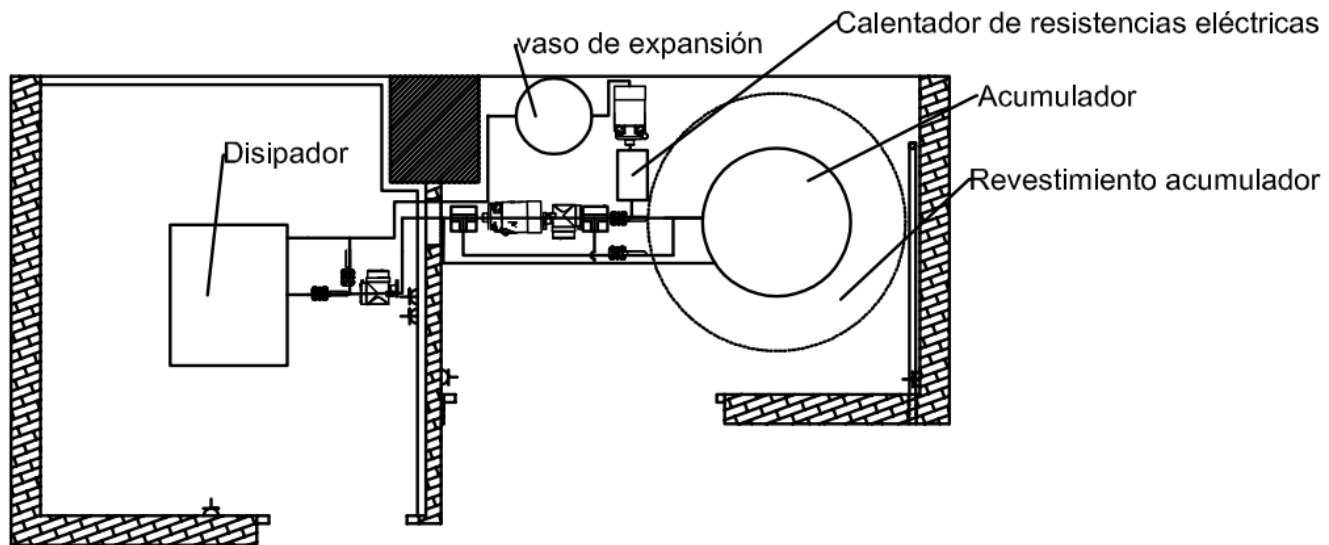


Figura 1. Distribución en planta de la instalación. Fuente: propia. Realizado en Autocad

7.2 Modelado 3D del lugar de la instalación.

Para saber con detalle el espacio disponible para la instalación, así como de los componentes que forman parte del mismo hemos realizado un modelado en 3D con el programa Solid Works.

Como podemos observar en la Figura 2 el espacio del que disponemos consta de 2 salas unidas por un hueco en el suelo (ver Figura 4), ambas salas disponen de una salida de extracción de aire que nos serán muy útiles para poder realizar los experimentos deseados en la instalación. Las dimensiones de las salas se han representado conforme a las medidas tomadas in situ y se ajustan a la realidad (ver ANEXO.). Además, nos serán de vital importancia los enchufes de trifásica y bifásica de los que disponen las salas:

- Sala 2: dos conexiones de corriente trifásica y uno de bifásica.
- Sala 1: una conexión de corriente trifásica y uno de bifásica.

También disponemos de una toma de aire en la sala 1. Para más detalle se adjunta el plano en AutoCAD acotado con vista en planta en el ANEXO.

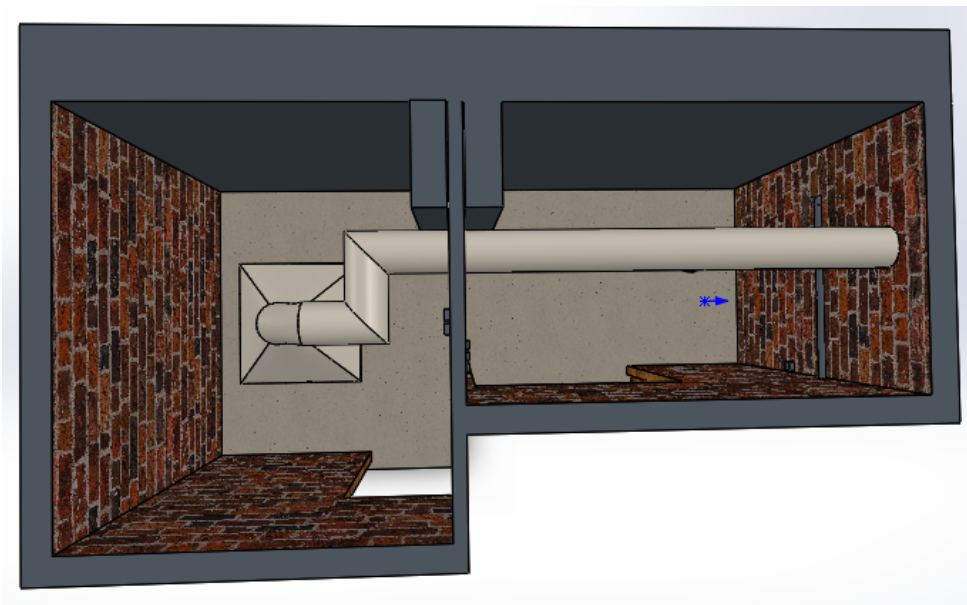


Figura 2. Vista en planta en 3D. A la derecha la sala 1 y a la izquierda la sala 2. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.

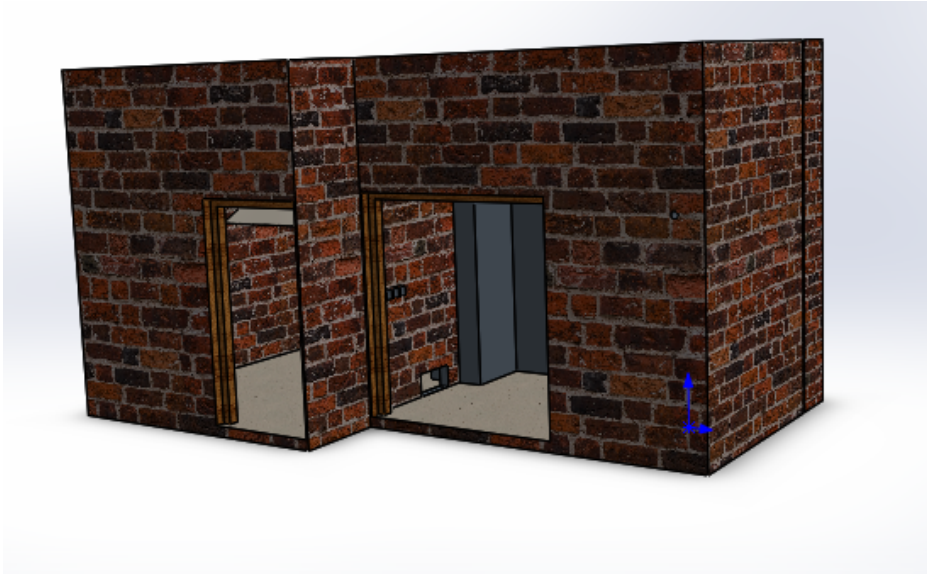


Figura 3. Vista oblicua en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.



Figura 4. Ranura de conexión sala 1 y 2. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.



Figura 5. Vista sala 1 en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.

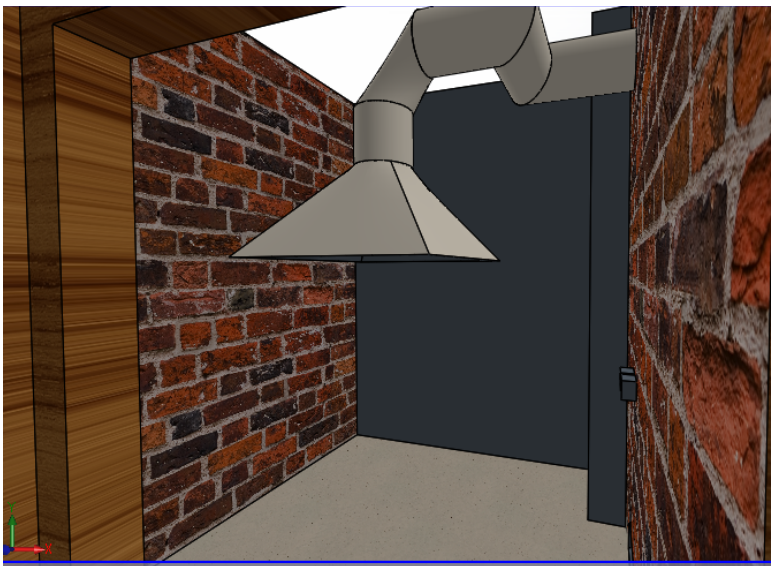


Figura 6. Vista de la sala 2 en 3D. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.

8 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE

En este apartado se pretende repasar los estudios ya realizados en el ámbito de las instalaciones de acumulación por calor latente para aplicaciones de alta temperatura con el objetivo de poder aplicar estos conocimientos a nuestra instalación.

8.1 Influencia de la adición de aletas.

Uno de los problemas más importantes de los PCM son los bajos valores de conductividad térmica lo que produce que se reduzcan las transferencias de calor entre el PCM y fluido calor-transportador y aumenta el tiempo de los procesos de carga y descarga. Es por estas razones por las que se ha estudiado el uso de aletas.

El uso de aletas no provoca un cambio en la conductividad térmica del PCM de por sí, pero si aumenta la superficie de intercambio de calor entre el PCM y el fluido calor-transportador. Como consecuencia de esto aumentan las tasas de transferencia de calor.

Principales desventajas:

- Mayor coste del equipo de almacenamiento por la adición de más material.
- El factor de empaquetamiento que mide el porcentaje que ocupa el PCM en relación con el volumen total de almacenamiento se reduce, por lo que se podrá utilizar menos PCM.

A continuación, se exponen cómo afectan el cambio de las principales características de las aletas al conjunto de la instalación. Basado en *el artículo de Luisa Cabeza*. [1].

Parámetros	Acción	Ventajas	Desventajas
Número de aletas	Aumento	<ul style="list-style-type: none"> - Incremento superficie de intercambio PCM y HTF. - Incremento de tasas de transferencia de calor. - Reducción del periodo de cambio de fase. 	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento del volumen de las aletas. - Disminución del volumen de PCM. - Disminución de la capacidad de almacenamiento de calor. - Coste.
Grosor	Aumento	<ul style="list-style-type: none"> - Incremento superficie de intercambio PCM y HTF. - Reducción del periodo de cambio de fase. 	<ul style="list-style-type: none"> -Aumento del volumen de las aletas. - Disminución del volumen de PCM. - Disminución de la capacidad de almacenamiento de calor. - Coste.
Longitud	Aumento	<ul style="list-style-type: none"> - Incremento superficie de intercambio PCM y HTF. -Incremento de las tasas de transferencia de calor. - Reducción del periodo de cambio de fase. 	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento del volumen de las aletas. - Disminución del volumen de PCM. - Disminución de la capacidad de almacenamiento de calor. - Coste.
Espacio entre aletas	Aumento	<ul style="list-style-type: none"> - Disminución del volumen de las aletas. - Aumento del volumen del PCM. - Incremento de la capacidad de almacenamiento del tanque. - Coste. 	<ul style="list-style-type: none"> - Disminución de la superficie de intercambio PCM y HTF. - Descenso de las tasas de transferencia de calor. -aumento periodo de cambio de fase.
Material	Modificaciones	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la conductividad térmica. - Reducción de la resistencia térmica. - Incremento de las tasas de transferencia de calor. - Disminución del tiempo de cambio de fase. 	<ul style="list-style-type: none"> - Gran dependencia de las propiedades termo-físicas y mecánicas de las aletas.

Tabla 4. Influencia de los cambios en las aletas.

Los resultados en este estudio concluyen que la adición de aletas influye al principio de los procesos de carga y descarga cuando el PCM se encuentra en régimen laminar, pero por el contrario en régimen turbulento el factor que más influye en la tasa de transferencia de calor son las propiedades de convección del propio PCM sin influencia por parte de

las aletas. En la tabla a continuación se muestra la variación del proceso de fusión para los diferentes rangos de flujos para el PCM utilizado (hidroquinona) comparando el uso de aletas o sin ellas.

Flow Rate (L/h)	Regime	Melting Process Period		
		Without Fins (min)	With Fins (min)	Variation (min)
500	Laminar	143	121	-18%
1200	Laminar	115	100	-28%
2000	Transition	76	74	-3%
2500	Transition	70	58.5	-20%
3000	Turbulent	60	53	-13.2%

Based on Gil A, Oró E, Castell A, Cabeza LF. Experimental analysis of the effectiveness of a high temperature thermal storage tank for solar cooling applications. Appl Therm Eng 2013;54(2):521-7 [11].

Tabla 5. Variación del proceso de fusión del PCM con el caudal. Fuente: Gil A, Oró E, Castell A, Cabeza LF. Experimental análisis of the effectiveness of a high temperature thermal storage tank for solar cooling applications, 2013.

8.2 Influencia de la geometría del tanque acumulador de energía térmica.

Un buen diseño del tanque es crucial no sólo en el aspecto económico si no, que también influye en la eficiencia de la instalación. Los principales parámetros en los que hay que fijarse para optimizar el diseño son:

- Evitar zonas de PCM que no estén en contacto con el HTF, acomodándose el diseño lo máximo a la superficie de transferencia de calor del HTF.
- Evitar los saltos térmicos para minimizar las pérdidas de calor.
- El tanque debe provocar que haya grandes gradientes de temperatura del PCM para aumentar la eficiencia racional.
- El tamaño de almacenamiento, el de los tubos y el de las aletas depende de las necesidades de potencia y capacidad de la instalación en concreto.

El experimento llevado a cabo por *Luisa Cabeza* [1] consiste en la colocación de sensores térmicos en las distintas partes de tres tanques: uno con aletas, otro sin aletas y otro con el fondo curvado y sin aletas. Ver figura 7.

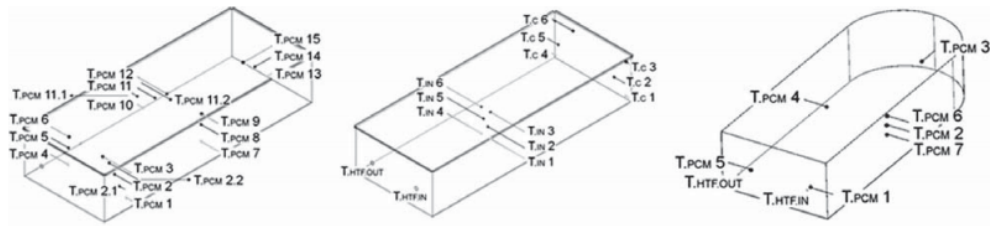


Figura 7. Colocación de sensores en los distintos tanques. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1].

En el experimento se estudia las zonas de transferencia de calor durante las distintas fases de carga y descarga del proceso y se demuestra que el tanque con la geometría curva aumenta la transferencia de calor, esto es el resultado de una mayor energía recuperada en el proceso de descarga.

8.3 Influencia del gasto másico en el HTF.

El estudio llevado a cabo por *Oluwaseun S. Alajo, Victor C. Ibekwe, Emmanuel C. Nsofor (2013)* [2] trata sobre la influencia del gasto másico de HTF en la capacidad para almacenar energía térmica. Para ello comparan los resultados obtenidos con 3 gastos másicos distintos: 0,16 kg/s, 0,0833 kg/s y 0,05 kg/s; y observan el efecto que tienen en los distintos cambios de fase del PCM y en el número de horas de almacenamiento que tiene cada uno. Se puede apreciar que cuanto menor sea el flujo másico de PCM, mejor definidas están las fases de cambio de estado del PCM (ver Figura 8, Figura 9 y Figura 10).

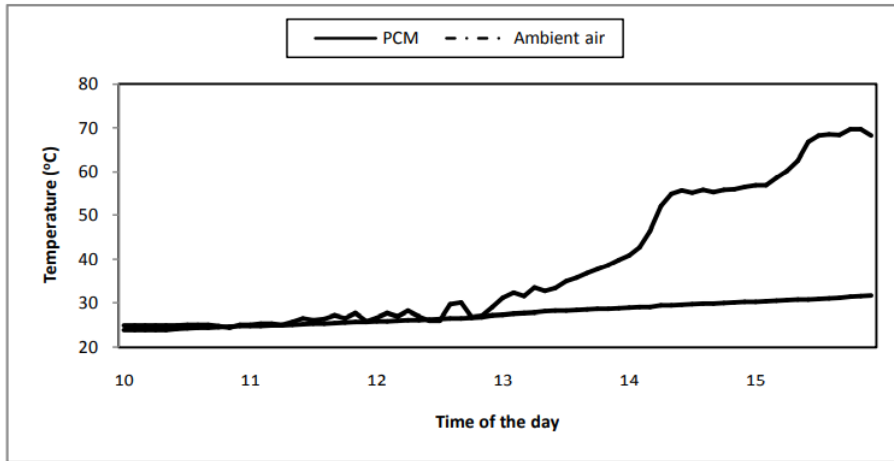


Figura 8. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.16kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1]

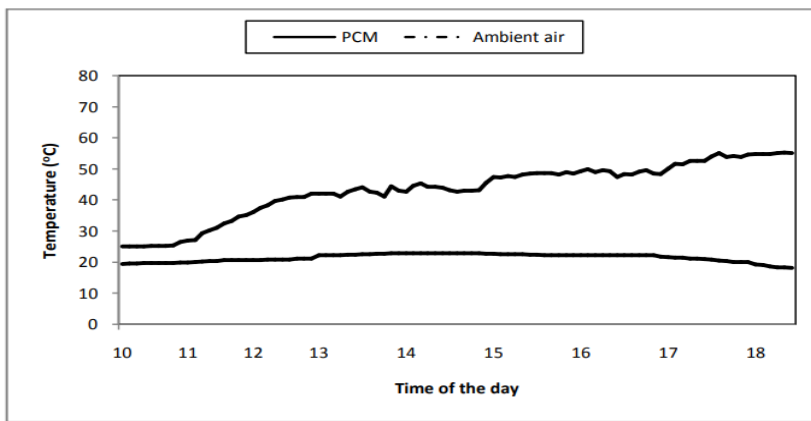


Figura 9. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.0833kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1]

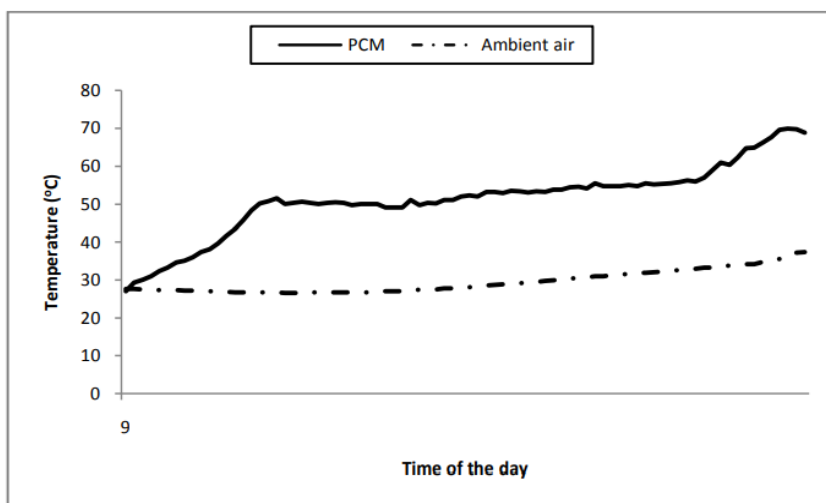


Figura 10. Influencia del gasto másico en el cambio de estado del PCM para 0.05kg/s. Fuente: A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza [1]

En el ensayo para 0.16 kg/s HTF a partir de la figura podemos observar que la temperatura crece hasta el punto de fusión de 56°C y cambia de fase. Después de su fusión gana calor sensible y empieza a aumentar otra vez. Este proceso es similar para los distintos flujos, pero se puede observar que la fase sólida, de fusión y el incremento de temperatura después de la fusión está más definido para un menor flujo. Esto favorece que el PCM absorba de manera más firme y menos brusca.

En cuanto a la cantidad de horas que son capaces de almacenar energía térmica para los diferentes flujos máscicos se observa en la Tabla 6 que, aunque para los flujos alto (16kg/s) e intermedio se disponía de gran cantidad de calor, sólo un pequeño porcentaje del mismo se aprovecha en comparación con el flujo menor (0.05kg/s).

Flujo máscico	Calor disponible (MJ)	Calor almacenado (MJ)	Porcentaje (%)
Alto (0.16 kg/s)	98.4	14.9	15
Medio (0.0833 kg/s)	76	14.2	19
Bajo (0.05 kg/s)	48.6	24.2	50

Tabla 6. Porcentajes de pérdidas de calor en relación con el flujo máscico.

8.4 Diseño de los intercambiadores de calor.

En el experimento llevado a cabo por *M. Medrano M.O. Yilmaz M. Nogués I. Martorell Joan Roca Luisa F. Cabeza (2018)* [3] se estudian los procesos de fusión y solidificación para 5 tipos de intercambiadores de calor para el almacenaje de calor. El PCM utilizado es RT35 y agua como HTF. Se comparan los resultados para dos velocidades de flujo distintas y dos temperaturas de entrada del agua distintas (15°C y 25°C). Los resultados muestran que para un régimen turbulento favorece unos cambios de fase más rápidos, reduciendo el tiempo de cambio de fase hasta la mitad. El cambio en la diferencia de temperatura entre el agua de entrada y la temperatura de cambio de fase del PCM de 15°C a 25°C provoca un descenso en el tiempo de cambio de fase de entre un 30% y un 60% y como consecuencia un incremento en la potencia media de cambio de fase.

Los 5 tipos de intercambiadores de calor utilizados fueron:

- Tipo 1: Intercambiador de doble tubo de cobre con PCM en el diámetro exterior.
- Tipo 2: igual que el tipo 1 pero se le añade una matriz en cavidad del PCM para incrementar la transferencia de calor.
- Tipo 3: igual que los tipos 1 y 2 pero se le añaden 13 aletas alrededor del tubo de cobre.
- Tipo 4: consistente en tubos de cobre dispuestos en serpentín con aletas de aluminio, misma forma que los usados para evaporadores y condensadores con una alta transferencia de calor por unidad de volumen.
- Tipo 5: intercambiador de placas común.

Tras analizar los datos durante los procesos de carga y descarga para los 5 tipos de intercambiadores de calor para dos velocidades de flujo y de gradientes de temperatura entre el agua y el PCM y al menos dos repeticiones por cada proceso con un total de 92 experimentos llevados a cabo. Se concluyó lo siguiente:

- Los intercambiadores tipo 1 y 5 no son adecuados. El tipo 1 presenta una superficie de intercambio de calor muy pequeña y el de tipo 5 no es adecuado para almacenar el PCM por tener bajos niveles de potencia y además, pesa mucho.
- Los intercambiadores 2, 3 y 4 presentan mejores resultados y son más prometedores para aplicaciones reales. El intercambiador tipo 4 es con diferencia el que tiene mayor potencia térmica, con valores superiores a 1 Kw para ambos procesos de carga y descarga, siendo estos valores tres veces mayores en comparación con el resto. En cambio, cuando se tiene en cuenta la potencia por unidad de área y por gradiente medio de temperatura, los resultados son distintos. Se demuestra que el intercambiador número 2 es el más adecuado con unos rangos de potencia de entre 700-800 W/m²-K, lo que supone valores notablemente superiores en comparación con el resto.

9 SELECCIÓN DEL PCM.

Algunos de los PCM contemplados para nuestro proyecto en el rango de temperaturas de 200-300°C se exponen en la Tabla 7.

	T_m [°C]	H [J/g]	Major Research Focus	Literature
LiOH(20wt%)-NaOH(80wt%)	215	280	DSC examination	[7]
LiNO ₃	252	380-530	Thermo-physical properties	[8]
KNO ₃ (54wt%)-NaNO ₃ (46wt%)	222	100	~1 kg PCM Lab test	[9]
Ca(NO ₃) ₂ (45wt%)-NaNO ₃ (55wt%)	230	~110	~1 kg PCM Lab test	[9]
KCl-ZnCl ₂ [#]	230-430	200-220	Corrosion tests	[10]
NaNO ₂ -NaOH [#]	232-265	250-300	DSC examination	[11]
LiCl-LiOH [#]	262	485	Thermo-physical properties	[8]
NaOH-NaNO ₃ [#]	247-292	240-300	1.5 Ton PCM test module	[11-13]
NaNO ₃	306	178	DSC, Feasibility study	[14,15]
KNO ₃ (94wt%)-KCl(6wt%)	~320	~80	Feasibility study	[15]
KNO ₃	334	98	DSC, Feasibility study	[14,16,17]

[#] Complex phase diagram, PCMs with different compositions feasible

Tabla 7. PCM de alta temperatura

En concreto hemos elegido una mezcla de KNO₃ y NaNO₃ con un porcentaje en mezcla de 54% y 46% respectivamente (obsérvese en Figura 11). Basándonos en experimentos anteriores podemos saber con gran precisión algunas de las propiedades de esta mezcla eutéctica.

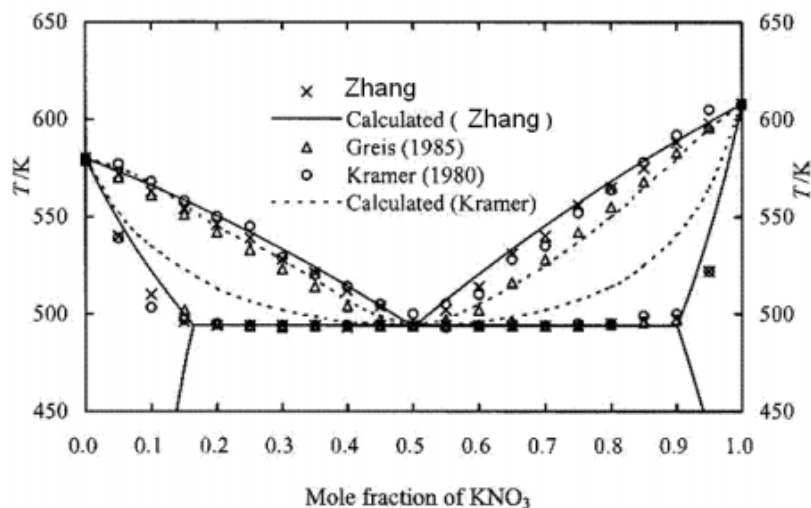


Figura 11. Diagrama de fases KNO₃ y NaNO₃. Fuente: «Thermodynamic Evaluation of Phase Equilibria in NaNO₃-KNO₃ System.»[25]

En la Figura 11 podemos observar los resultados obtenidos en varios experimentos realizados por C. M. Kramer, G.J.Janz y O.Greis. Así para las distintas regiones de transición tenemos las siguientes propiedades:

Fases	T ^a (°C)	Entalpía (KJ/kg)
Sólido – sólido	114	36
Sólido – líquido	222	108

Tabla 8. Fases de la mezcla KNO₃ y NaNO₃.

Para temperaturas cercanas a la de fusión tenemos:

Densidad (g/cm ³)	1,959
Calor latente (J/gK)	1,492
Constante de conductividad (W/mK)	0.457

Tabla 9. Propiedades KNO₃ para temperaturas próximas a las de fusión.

Para obtener la viscosidad del fluido partimos del estudio experimental *Coscia et al.* [5] para temperaturas próximas a la de fusión (495-820 K) obtenidas por el método del reómetro ARES, podemos concluir:

Para T=495K:

$$\eta = \exp(2210/T - 2.48)$$

Nos da un valor de 7.276 mPa s

10 SELECCIÓN DEL FLUIDO PORTADOR DEL CALOR (HTF).

Las propiedades termo-físicas del fluido de trabajo juegan un papel muy importante para mejorar la eficiencia de la instalación. La cantidad de energía que el acumulador de la instalación es capaz de almacenar viene dada por la siguiente ecuación:

$$Q = m * Cp * \Delta T$$

Donde 'm' es el flujo másico del HTF, 'Cp' es el calor específico del HTF y 'ΔT' es la diferencia de temperatura del fluido a la entrada y a la salida del acumulador. Consecuentemente el calor específico es directamente proporcional a la capacidad de almacenamiento. Esto significa que cualquier mejora del calor específico, mejora la capacidad de almacenamiento.

- Algunas de las ventajas y desventajas del therminol 55 son:
- Alto punto de ebullición a los 351°C.
- Amplio rango de temperatura de servicio, entre los -28°C y 290°C.
- Larga vida útil.
- No es corrosivo con los metales.
- Aunque tiene un alto punto de autoignición a los 366°C no está clasificado como HTF resistente al fuego por lo que sería conveniente tenerlo en cuenta en el diseño de la instalación para evitar cualquier tipo de riesgo en caso de incendio.
- Buenas propiedades para ser bombeado.

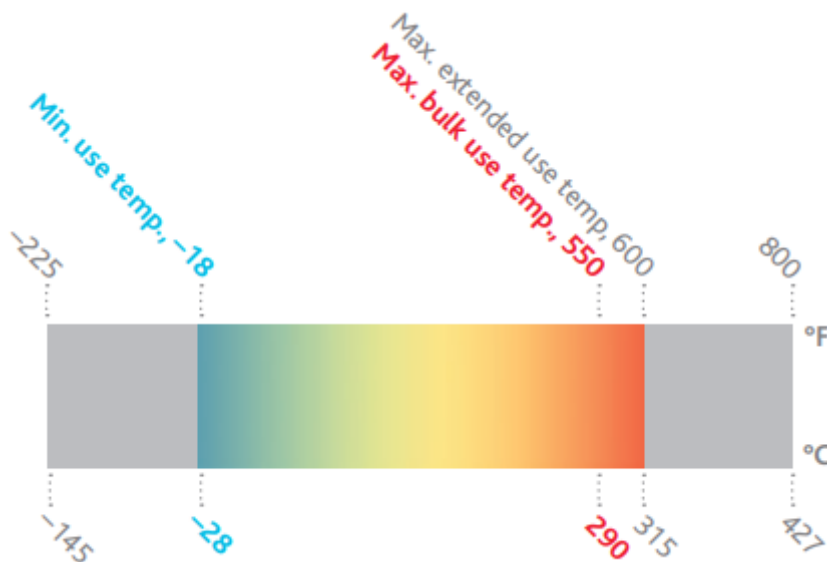


Figura 12. Rango operación Therminol 55.

En resumen, para el siguiente rango de temperaturas tenemos:

Temperature (°C)	300	250	200	150	100	50	0
Densidad (kg/m ³)	672	711	748	784	818	852	885
Calor específico (kJ/(kg·K))	2.90	2.72	2.54	2.37	2.19	2.01	1.83
Entalpía vaporización (KJ/Kg)	222.6	249.7	276.7	304.5	333.7	364.9	398.1
Conductividad (W/mK)	0.0957	0.1015	0.1074	0.1133	0.1191	0.1249	0.1307
Viscosidad (mPa*s)	0.334	0.488	0.749	1.29	2.88	11.1	143

Tabla 10. Propiedades thermanol 55

11 DISIPADOR DE CALOR (O INTERCAMBIADOR DE CALOR).

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferente temperatura. Son usados normalmente para un extenso número de aplicaciones como pueden ser acondicionamiento térmico en hogares, en procesos químicos y en la producción en instalaciones industriales. En los intercambiadores de calor se produce convección en cada fluido y conducción en las paredes que separan los dos fluidos.

11.1 Tipos de intercambiadores de calor.

Según la aplicación para la que se necesite el intercambiador tendremos diferentes tipos, a continuación, haremos un repaso de los tipos de intercambiadores existentes para poder elegir el más adecuado para nuestro proyecto.

11.1.1 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Consisten en dos tubos concéntricos, por el interior del tubo de menor diámetro pasa un fluido y entre el espacio del tubo de diámetro interior y el exterior pasa otro. Se pueden distinguir dos tipos: de flujo paralelo y de flujo a contracorriente. En el primero los flujos llevan la misma dirección y en el segundo los flujos siguen direcciones opuestas.

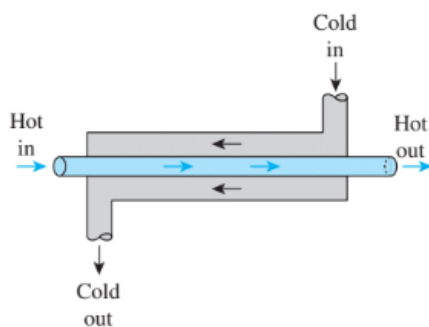


Figura 13. Intercambiador flujo paralelo.

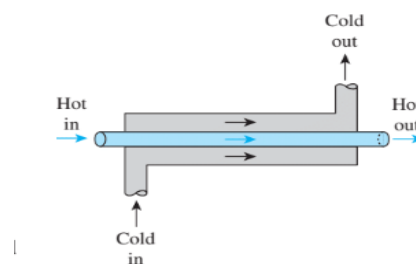


Figura 14. Intercambiador flujo contracorriente

11.1.2 Intercambiadores de calor compactos.

Este tipo de intercambiadores son diseñados con una gran área de intercambio de calor por unidad de volumen. Algunos ejemplos de este tipo de intercambiadores son los radiadores de coches o pulmones humanos. El flujo que fluye por estos intercambiadores suele ser pequeño y se considera de régimen laminar, estas características favorecen su uso en aplicaciones en las que hay limitaciones en el peso y en el volumen.

La gran superficie de intercambio de calor se obtiene alineando lo más cerca posible placas o aletas en las superficies que separan los dos fluidos. Se suelen utilizar el intercambio de gas-líquido o gas-gas entre los fluidos, algunas de las aplicaciones más usadas son: refrigeradores, procesos químicos, industria petroquímica y refinerías.

Uno de los tipos de intercambiadores compactos más utilizados son los intercambiadores de circuitos impresos o PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger). Esta técnica consiste en la unión por difusión de distintas placas en las que se les insertan unos pequeños orificios por los que pasa el fluido. Los conductos pueden tener un recorrido en zigzag o en forma de S para aumentar la turbulencia del fluido y así aumentar el coeficiente de transmisión de calor.

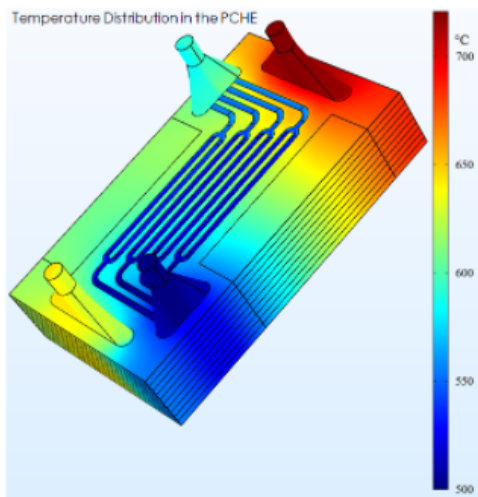


Figura 15. Distribución de temperaturas en un PCHE

Ventajas	Desventajas
<p>Amplio rango de temperaturas (250-900°C).</p> <p>Muy altos coeficientes de transmisión de calor.</p> <p>Tamaño muy reducido</p>	<p>Altas bajadas de presión.</p> <p>Se requieren fluidos muy limpios para el paso por los pequeños conductos.</p>

Tabla 11. Ventajas y desventajas PCHE.

En los intercambiadores compactos un fluido suele ir sin mezclar en tubos y el otro fluido en contracorriente puede estar mezclado o sin mezclar.

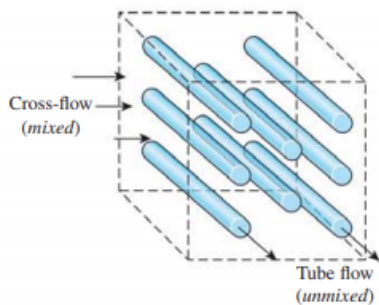


Figura 16. Fluido en contracorriente mezclado

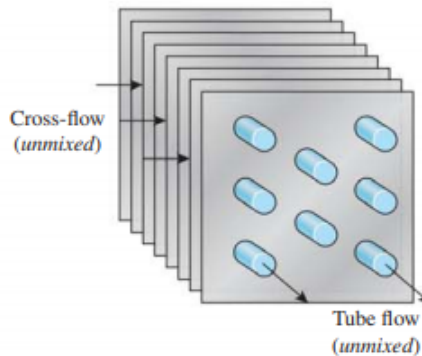


Figura 17. Fluido en contracorriente sin mezclar.

11.1.3 Intercambiadores de carcasa y tubos.

Son los de uso más habitual en la industria. Contienen numerosos tubos dentro de una carcasa con el eje de los mismos paralelos al de la carcasa. Un fluido pasa por el interior de los tubos y otro pasa por el exterior de los tubos por la carcasa. A pesar de su popular uso, este tipo de intercambiadores no es adecuado para la industria automóvil ni aeroespacial debido a su gran tamaño y peso.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se pueden clasificar según el número de orificios de la carcasa y el de tubos pasantes. Así, los intercambiadores en los que los tubos hacen forma de U, se denominan intercambiadores de un paso por carcasa y dos tubos pasantes.

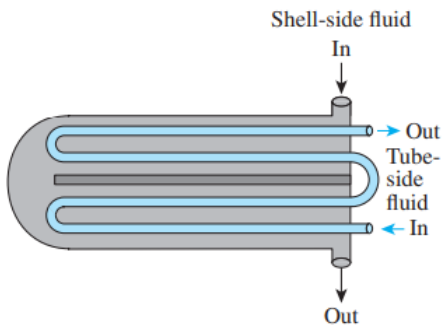


Figura 19. Intercambiador de carcasa de un paso por carcasa y 4 tubos pasantes.

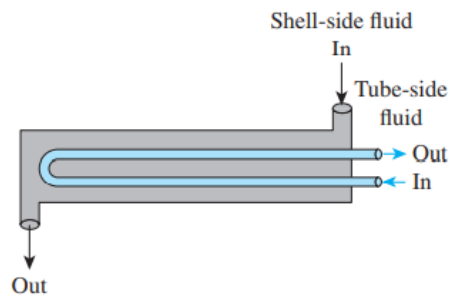


Figura 18. Intercambiador de carcasa con 1 paso por carcasa y 1 tubo pasante.

11.1.4 Intercambiadores de placas.

Consisten en la unión de una serie de placas onduladas por las que pasan los fluidos. El fluido caliente y el frío pasan entre las placas de forma que el fluido frío está rodeado de dos fluidos calientes. Son ideales para intercambios entre fluidos líquidos. Es de uso común en la industria alimentaria y química.



Figura 20. Intercambiador de placas.

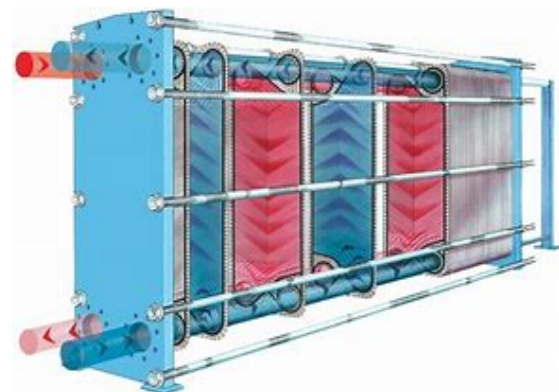


Figura 21. Interior de un intercambiador de placas.

Conclusión: En nuestro caso el intercambiador que se ajusta más a nuestras condiciones de trabajo para disipar el calor de nuestro fluido (aceite therminol 55) sería de tipo compacto con un fluido sin mezclar (aceite) y otro mezclado (aire).

11.2 Selección del intercambiador de calor.

En este apartado abordaremos la caracterización del disipador de calor a utilizar en nuestra instalación mediante dos métodos distintos: diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) y del número de unidades de transferencia (NTU).

Antes de llevar a cabo estos métodos, debemos de asumir una serie de suposiciones termodinámicas:

- Los intercambiadores de calor no suelen variar sus condiciones de funcionamiento, es por esto que asumimos que los flujos de ambos fluidos son constantes, así como sus temperaturas y velocidades de entrada y salida.
- Energía cinética y potencial son despreciables.
- El calor específico cambia con la temperatura, pero para un rango específico de temperaturas puede suponerse un valor medio sin apenas diferencia.
- La conducción de calor axial a lo largo del tubo es despreciable.
- Las pérdidas de calor en la superficie exterior del intercambiador se desprecian y se asume que el intercambiador está perfectamente aislado. La transferencia de calor es únicamente entre los dos fluidos.

Estas aproximaciones facilitan mucho el análisis del intercambiador sin perder precisión considerable y no se alejan demasiado de lo que ocurre en la realidad. Aplicando estos criterios a la termodinámica, asumimos:

$$- Q = m_c * C_{pc} * (T_{c,out} - T_{c,in}) = m_h * C_{ph} * (T_{h,out} - T_{h,in})$$

Donde el subíndice “c” es del fluido frío y el subíndice “h” es para el fluido caliente, y:

- m_c, m_h = flujos másicos.
- C_{pc}, C_{ph} = calores específicos.
- $T_{c,out}, T_{h,out}$ = temperaturas de salida fluido frío.
- $T_{c,in}, T_{h,in}$ = temperaturas de entrada fluido caliente.

La energía calorífica transferida “Q” se entiende como la transferida del cuerpo caliente al frío según la segunda ley de la termodinámica. Agrupando el producto del flujo másico con el calor específico obtenemos la tasa de capacidad de calor, denotada por:

$$C = m_c * C_{pc}$$

En el caso de los materiales de cambio de fase este término se aproxima al infinito ya que el cambio de fase el incremento de temperatura es despreciable, de forma que:

$$\Delta T = 0 \rightarrow C = \infty$$

Para intercambiadores de forma análoga y siguiendo la ley del enfriamiento de Newton:

$$Q = U * A_s * \Delta T_{lm} \quad (\text{ec. 2})$$

Donde “U” es el coeficiente global de calor, “A_s” es la superficie de intercambio de calor y “ΔT_m” es una aproximación de la temperatura media de los fluidos

Donde,

$$\Delta T_{lm, CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{ec. 3})$$

Para $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ y $\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$

11.2.1 Método LMTD.

Este método se basa en el uso de la correlación de la diferencia de temperatura media logarítmica para el término ΔT_{lm} en la ecuación de la energía para aproximar la temperatura media entre el fluido caliente y el frío en el intercambiador de calor ya que las temperaturas a lo largo del intercambiador entre la entrada y la salida no se comportan de forma lineal. Es muy útil para orientarnos en el tamaño del intercambiador a la hora de seleccionarlo.

De esta forma y conocidos los datos:

	T ^a entrada (°C)	T ^a salida (°C)	Calores específicos, C _p (KJ/kg K)	Flujos másicos, m (kg/s)
Aire (fluido frío)	30	50	1.0061	incógnita
Aceite therminol 55 (fluido caliente)	205	190	2,54	0.417

Tabla 12. Datos fluido caliente y fluido frío.

- Calculamos la energía calorífica intercambiada:

$$Q = m * C_{ph} * (T_{h,in} - T_{h,out}) = 0.417 * 2.27 * (205 - 190) = 15.89 \text{ kW}$$

- Hallamos la diferencia media logarítmica de temperaturas ΔT_{lm} :

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} = (205 - 50)^\circ\text{C} = 155^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} = (190 - 30)^\circ\text{C} = 160^\circ\text{C}$$

$$\text{Sustituyendo en ec.3} \rightarrow \Delta T_{lm} = 157.49^\circ\text{C}.$$

- Finalmente despejaríamos el área, pero nos encontramos con el problema de no saber el valor del coeficiente de fricción global U .

$$A = \frac{Q}{\Delta T_{lm} U}$$

11.2.2 Cálculo del coeficiente global de fricción U .

Para hallar el coeficiente global de fricción U primero tendremos que hallar por un lado el coeficiente convectivo del aceite térmico (h_h) y por otro el del aire con el que queremos enfriarlo (h_c).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}}$$

11.2.2.1 Cálculo del coeficiente de convección del aceite, h_h .

Mediante la expresión del número de Nusselt para convección natural:

$$h_h = \frac{N_u k_h}{D_t}$$

Sacamos el número de Reynolds para saber si estamos en régimen turbulento:

$$Re = \frac{\rho V D_t}{\mu} = \frac{748 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * 1 \left(\frac{m}{s}\right) * 0.025(m)}{7.49 * 10^{-4} \frac{kg}{m/s}} = 24966.62 > 10000 \rightarrow \text{régimen turbulento.}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{7.49 \cdot 10^{-4} * 2.54 \cdot 10^3}{0.1074} = 17.71$$

La correlación del número de Nusselt para régimen turbulento para un fluido que se enfría viene dada por:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} = 0.023 \cdot 24966.62^{0.8} \cdot 17.71^{0.3} = 179.51$$

Por lo tanto, sustituyendo en la ecuación del número de Nusselt para convección natural:

$$h_h = \frac{N_u k_h}{D_t} = 771.16 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

11.2.2.2 Cálculo del coeficiente de convección del aire, h_c .

Para resolver la incógnita del coeficiente de convección supondremos el serpentín como un banco de tubos por los que pasa el aire a su alrededor. Al no tener datos de la velocidad del flujo del aire, tendremos que resolver un problema iterativo suponiendo una velocidad inicial de 1 m/s.

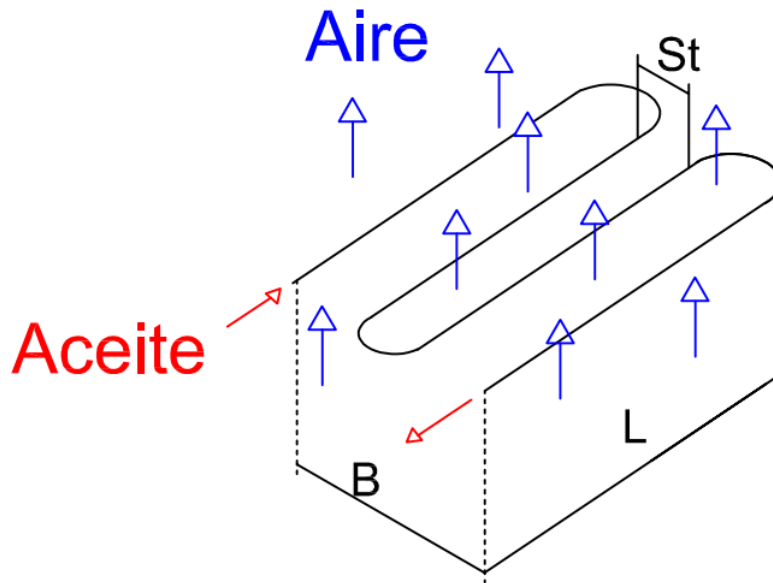


Figura 22. Croquis funcionamiento del disipador.

Como podemos observar en la Figura 22, St es la distancia de separación de los tubos, B el ancho y L el largo. Nuestro intercambiador tendrá la restricción de no poder tener ni el ancho ni el largo mayores a 1m.

Las restricciones para nuestro proceso de iteración serán:

- **B < 1m**, para B:

$$B = (N_T - 1) \cdot L$$

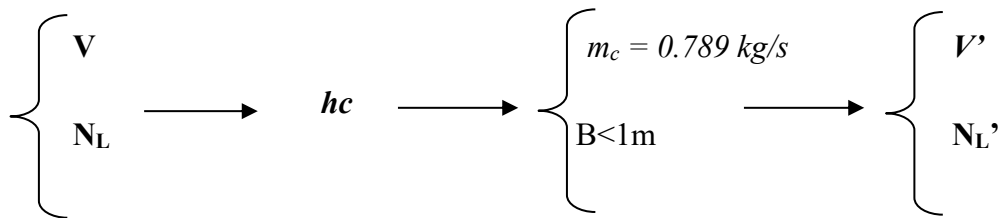
- El gasto másico de aire tendrá que ser de:

$$Q = m_c c_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = m_h c_{p_h} (T_{h,out} - T_{h,in}) = 15888 \text{ W}$$

$$m_c = \frac{Q}{c_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in})} = \frac{15888 \text{ (W)}}{1006,1 \left(\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right) (50 - 30)^\circ\text{C}} = 0.789 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El proceso iterativo consta de tres pasos principales:

1. Suponemos nuestros valores hipotéticos para la velocidad del flujo de aire V y el número de filas N_L .
2. Calcularemos el coeficiente de convección del aire hc .
3. Contrastaremos el valor del coeficiente de convección del aire para los valores deseados de flujo de aire ($m_c = 0.789 \text{ kg/s}$) y la anchura ($B < 1\text{m}$).
4. Hallaremos el valor el nuevo valor V para el gasto másico deseado ($m_c = 0.789 \text{ kg/s}$) y el número de tubos por fila N_T obtenido.



Proceso iterativo para la distancia entre tubos St igual a la del serpentín del acumulador.

Como podemos observar en Figura 23. Cotas de los codos del serpentín del disipador de calor. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks. la distancia entre tubos St será igual a 43,52 mm y el diámetro de los tubos de 25mm.

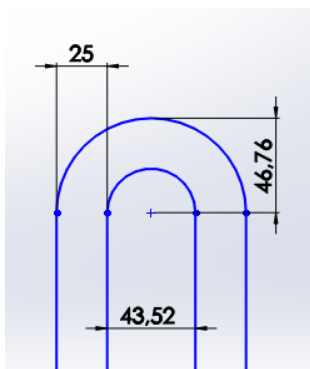


Figura 23. Cotas de los codos del serpentín del disipador de calor. Fuente: propia. Realizado en SolidWorks.

1. Valores iniciales de $v=1\text{m/s}$ y $N_L=1$.

2. Calculamos el coeficiente de convección.

$$V_{\max} = \frac{St}{St - D} V = \frac{43.52\text{mm}}{43.52\text{mm} - 25\text{mm}} 1 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 2.35 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$Re = \frac{V_{\max} D_t}{\nu} = \frac{2.35 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) 0.025\text{m}}{1.736 * 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)} = 3384.061$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del aire para su temperatura media de entrada y salida.

Una vez tenemos el número de Reynolds podremos sacar el número de Nusselt para la correlación de tubos alineados, para luego hallar el coeficiente de fricción del aire:

Arrangement	Range of Re_D	Correlation
In-line	0–100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100–1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Staggered	0–500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500–1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*All properties except Pr_s are to be evaluated at the arithmetic mean of the inlet and outlet temperatures of the fluid (Pr_s is to be evaluated at T_s).

Tabla 13. correlaciones para el número de Nusselt. Fuente: Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2017). *Fluid mechanics: Fundamentals and applications* (4th ed.).

Como podemos observar en la Tabla 13 para un numero de Reynolds de 3384.061 y tubos alineados nuestra correlación para el número de Nusselt es:

$$Nu_D = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

El valor Pr_s se obtiene para una temperatura del fluido de:

$$T_s = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} = \frac{205 + 190}{2} = 197,50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sustituyendo:

$$Nu_D = 0.27Re^{0.63}Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} = 39.10$$

Esta correlación la tendremos que corregir mediante un factor de correlación F por ser el número de filas menor a 16, ver Tabla 14.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Tabla 14. Factor de correlación en función del número de filas.

El factor de corrección para $N_L=1$ es de 0.7 $\rightarrow Nu_{D,1} = F Nu_D = 27.37$

$$h_c = \frac{Nu_{D,1} k_h}{D_t} = 42.044$$

3. Comprobamos nuestra hipótesis para el gasto másico deseado $m= 0.789$ kg/s y $B<1m$.

$$A_s = \frac{Q}{h_c \Delta T_{lm}} = N \pi D_t L$$

Siendo ΔT_{lm} la diferencia media logarítmica de temperatura dada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{c,out}) - (T_s - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{c,out}}{T_s - T_{c,in}}\right)} = \frac{(197.5 - 50)^\circ\text{C} - (197.5 - 20)^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{(197.5 - 50)^\circ\text{C}}{(197.5 - 20)^\circ\text{C}}\right)} = 157.29^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$A_s = 2.4 \text{ m}^2$$

$$N_t = \frac{N}{N_L} = 30.58 \rightarrow N_t = 31 \frac{\text{tubos}}{\text{fila}}$$

$$m'_c = \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) V \left(\frac{m}{s} \right) (N_t S_t L) m^2 = 1.52 kg/s \rightarrow \text{distinto } 0.789 \text{ kg/s}$$

$B = (N_t - 1) L = (31 - 1) 0.04253 = 1.2759 \text{ m} \rightarrow$ mayor a 1 m, en la siguiente iteración probaremos con dos filas ($N_L = 2$).

4. Corrección de la velocidad del aire para volver a iterar:

$$V' = \frac{m_c \left(\frac{kg}{s} \right)}{\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) (N_t S_t L) (m^2)} = \frac{0.789}{1.1301 * 31 * 0.04253} = 0.5175 \frac{m}{s}$$

Repetimos el proceso, pero esta vez para $V=1 \text{ m/s}$ y $N_L = 2$.

1	2						3			4
V (m/s)	V _{max} (m/s)	Re	Nu	F	Nu ₁	hc (w/ m ² °C)	N _t	m (kg/s)	B (m)	V' (m/s)
1	2,34	3384,06	39,10	0.8	31,2	48,05	14	0,68	0,55	1,14
1,14	2,69	3877,76	42,60	0.8	34,0	52,35	13	0,73	0,51	1,23
1,234	2,89	4176,05	44,64	0.8	35,7	54,85	12	0,72	0,46	1,33
1,336	3,14	4524,05	46,95	0.8	37,5	57,69	12	0,78	0,46	1,33

Tabla 15. Parámetros del proceso de iteración. Fuente:propia.

11.2.3 Conclusiones.

De esta manera podemos concluir que necesitamos un disipador con **12tubos** por fila y **dos filas** con **1m de largo** y **0.46m de ancho** para tener las condiciones demandadas (ver Tabla 15).

Por otro lado, sustituyendo los valores de los coeficientes de convección del fluido caliente h_h y h_c tenemos que el coeficiente global de fricción sería:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}} = \frac{1}{\frac{1}{771.16(W/m^2)} + \frac{1}{57.69(W/m^2)}} = 53.67 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Siguiendo el método LMTD antes mencionado en el apartado 11.2.1 calculamos el área de intercambio antes mencionada:

$$A = \frac{Q}{\Delta T_{lm} U} = \frac{15899 W}{157.49 (^\circ C) 53.67 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)} = 1.88 m^2$$

11.2.4 Método del número de unidades de transferencia, NTU.

El método NTU fue diseñado en 1955 por Keys y London para simplificar de manera sustancial el análisis de intercambiadores de calor. Este método nos permite saber las temperaturas de salida del intercambiador conociendo los flujos másicos y las temperaturas de entrada mediante el parámetro adimensional de la efectividad de transferencia de calor ξ y el número NTU.

Usando el coeficiente global fricción “ U ” y el área de transferencia de calor en el apartado anterior “ A ”, comprobaremos con este método las temperaturas de salida de los flujos con las que contábamos de partida.

- Conocemos:

$$A = 1.88 m^2, U = 53.67 W/m^2 K, T_{c,in} = 30 \text{ } ^\circ C, T_{h,in} = 205 \text{ } ^\circ C, m_c = 0.722 \text{ kg/s}, m_h = 0.417 \text{ kg/s}$$

- Queremos comprobar:

$$T^a \text{ salida flujo caliente (aceite therminol 55), } T_{h,out} = 190 \text{ } ^\circ C.$$

$$T^a \text{ salida flujo frío (aire), } T_{c,out} = 50 \text{ } ^\circ C$$

Definimos los parámetros ϵ , NTU:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{energía calorífica intercambiada real}}{\text{energía calorífica intercambiada máxima}}$$

$NTU = \frac{U A}{C_{min}}$, donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y A es la superficie de intercambio de calor.

Para,

$$Q = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$C_c = m_c C_{pc} \text{ y } C_h = m_h C_{ph};$$

m_c y m_h son los flujos máxicos del fluido frío y caliente respectivamente y C_{pc} y C_{ph} sus calores específicos.

- La máxima energía calorífica capaz de transferirse, en función de las temperaturas de entrada de los fluidos:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}), \text{ siendo } C_{min} \text{ el mínimo de } C_c \text{ y } C_h$$

De esta forma para nuestro intercambiador sabiendo las temperaturas de entrada y los flujos máxicos, tenemos:

- Capacidades caloríficas:

$$C_c = C_{min} = m_c C_{pc} = 1.0093 * 0.722 = 0.7287 \text{ KJ/ K}$$

$$C_h = C_{max} = m_h C_{ph} = 2.27 * 0.417 = 0.9466 \text{ KJ/ K}$$

- Hallamos los parámetros NTU y c para finalmente calcular la eficiencia ϵ :

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} = \frac{53.67 \frac{W}{m^2} K * 1.88 m^2}{728.7 \frac{J}{K}} = 0.1384$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.7698$$

- Sustituimos c y NTU en la ecuación para intercambiadores de flujo cruzado para un fluido mezclado (aire) y un fluido sin mezclar (aceite therminol 55):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c \text{ NTU})] \right\}$$

From W. M. Kays and A. L. London. Compact Heat Exchangers, 3/e. McGraw-Hill, 1984. Reprinted by permission of William M. Kays.

$$\varepsilon = \mathbf{0.123}$$

Como podemos observar el valor obtenido es bastante bajo. En nuestra instalación al ser de carácter experimental no se está buscando la máxima eficiencia por lo que este valor nos puede servir.

- Despejamos la transferencia de calor real “ Q ”:

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) = 0.7287 \text{ KJ/ K} * (205 - 30) \text{ }^\circ\text{C} = 127.52 \text{ kW}$$

$$Q = \varepsilon * Q_{\max} = 15.68 \text{ kW}$$

- Calculamos las temperaturas de salida:

$$Q = C_c (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) \rightarrow T_{c,\text{out}} = \mathbf{51.51 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$Q = C_h (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}}) \rightarrow T_{h,\text{out}} = \mathbf{188.43 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Estos valores se aproximan con gran precisión a los supuestos anteriormente para $T_{c,\text{out}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_{h,\text{out}} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$.

12 VASO DE EXPANSIÓN.

La función del vaso de expansión es la de compensar el aumento de volumen que se produce al aumentar la temperatura del fluido calor portador, en nuestro caso el aceite therminol 55. También es capaz de que la instalación funcione entre los límites de presión estimados.

Para poder dimensionar de forma correcta y obtener el volumen del depósito V_D del vaso de expansión según el CTE tendremos que tener en cuenta:

- El incremento en el volumen total que circula por la instalación $V_{dilatado}$ entre 20°C (Tª ambiente) y 240 °C.

1. % incremento de volumen = $1 - \rho(20^\circ\text{C}) / \rho(240^\circ\text{C}) = 1 - 711/872$
(kg/m³) = 0.185 → 18.5 %

2. Volumen total instalación (suponiendo D=0,025 m para toda) =
 $V_{disipador} + V_{acumulador} + V_{tuberías} = \pi d^2/4 * [L_{disipador}$ (calculado en el apartado 11.2.2)+ $L_{acumulador} + L_{tuberías}] = \pi 0.025^2/4 * (2filas*12tubos*1$
 $m + 61 tubos*1.4m + 10m) = 0.05861 \text{ m}^3 = 58.61 \text{ l}$

3. $V_{dilatado} = 0.185 * 58.61 \text{ l} = 10.84 \text{ l}$

- Volumen mínimo de reserva $V_{reserva}$ por cuestiones de seguridad mínimo de 3L o 1-3% del volumen de la instalación → 3l en nuestro caso.

- Volumen del fluido evaporado $V_{vapor} = 10\% V_{acumulador} = 0.1 * \pi 0.025^2/4 * 84 \text{ m}$
 $= 4.12 \text{ l}$

- Coeficiente de presión C_p , que depende de la presión máxima de la instalación $P_{max} = 5\text{bar}$ y de la presión mínima $P_{min} = 2\text{bar}$:

$$C_p = P_{max} / P_{min} (\text{bar}) = 1.667$$

Finalmente:

$$V_D = (V_{dilatado} + V_{reserva} + V_{vapor}) C_p = 29.93 \text{ litros} \rightarrow \text{Podemos concluir que el vaso de expansión tendrá que tener un volumen de unos 30 litros.}$$

13 SELECCIÓN DE LA BOMBA

A la hora de abordar la selección de las bombas seleccionaremos la más adecuada para el recorrido más restrictivo y nos valdrá para la otra bomba, al pasar los mismos caudales por ellas. Los parámetros que varían según el recorrido para la curva resistente de la instalación corresponden a la constante k referente al coeficiente de resistencia de los objetos por los que pasa el fluido y la longitud L del recorrido que se sigue en cada caso, ya que el caudal de carga y descarga lo consideraremos igual. Es por esto que hemos escogido el recorrido más largo por el que el fluido pasa teniendo unos coeficientes de resistencia similares (influyen menor medida que la longitud).

Para este proceso asumimos las propiedades del aceite therminol 55 a 220°C como similares a las del agua en cuanto a viscosidad y densidad se refiere ($\rho = 734 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 0.852 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$). Al ser menos denso y viscoso el aceite que el agua podemos concluir que se cumplirían los requerimientos buscados por ser unas condiciones de funcionamiento más favorables que si usáramos agua como fluido.

- Recorrido del proceso de carga: acumulador – disipador – vaso expansión – acumulador.

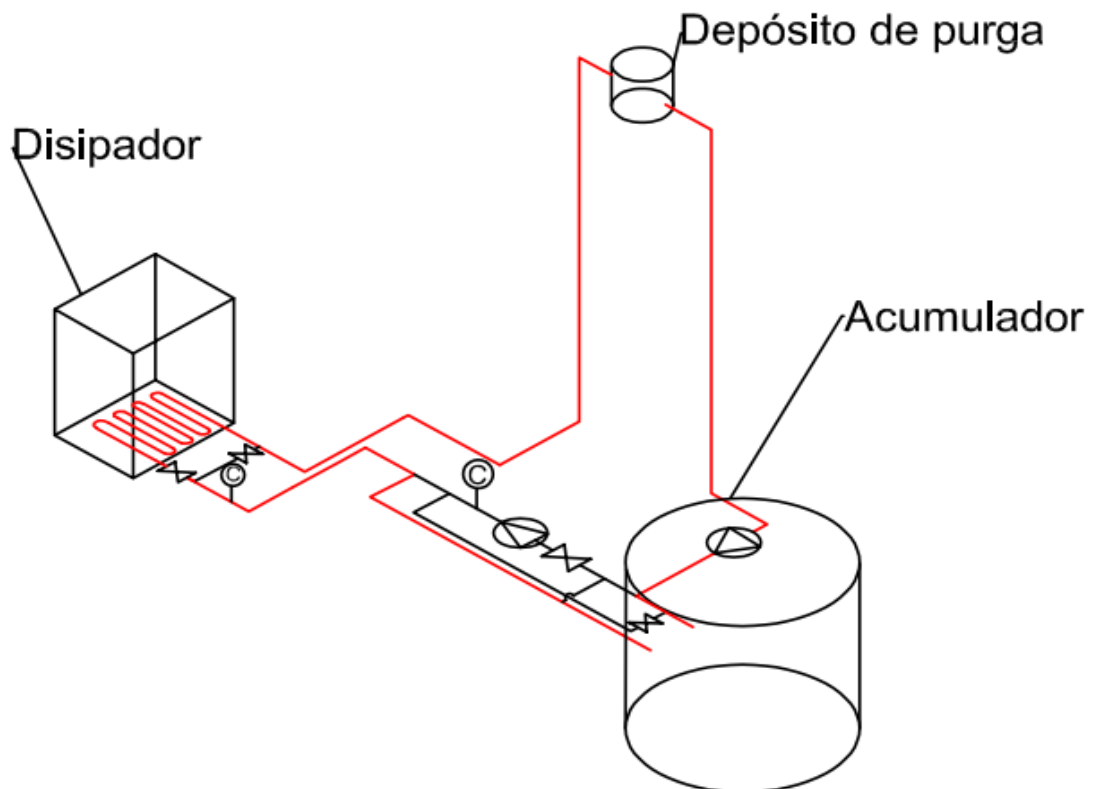


Figura 24. Recorrido de carga del circuito hidráulico

13.1.1 Curva resistente de la instalación.

Para la selección de las bombas de instalación definiremos la ecuación de la curva resistente de la misma en función del caudal, para ello definiremos los siguientes parámetros de referencia:

- Caudal de diseño, $Q = 1500 \text{ l/h}$.
- Velocidad del aceite térmico, $v = 1 \text{ m/s}$.
- Densidad del aceite térmico para una temperatura media de 220°C , $\rho = 734 \text{ kg/m}^3$.
- Viscosidad del aceite térmico para una temperatura media de 220°C , $\mu = 0.852 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

La ecuación de la curva resistente viene dada por:

$$H_{\text{res}} = H_r + \Delta z$$

Donde H_r son las pérdidas de la instalación en mca y Δz la diferencia de cotas de los depósitos.

$$H_r = \frac{\Delta P}{\rho g} + 0,0826 \left(\lambda_D \frac{L}{D^5} + \frac{\sum K}{D^4} \right) Q^2 = E + FQ^2$$

En nuestro caso al tratarse de un circuito cerrado el término E denotado por $\frac{\Delta P}{\rho g}$, se desprecia al tratarse de un circuito cerrado y nos quedamos con el término F que depende del material de conducción y las propiedades físicas de la instalación.

- Cálculo del coeficiente de fricción, λ_D :
 - Diámetro del conducto, D :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{(4 * 5.677 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} / \pi * 1 \text{ m/s})} = 26.88 \text{ mm} \rightarrow \text{DN} = 25 \text{ mm (normalizado según norma ISO)}$$

- Número de Reynolds, Re :

$$Re = \frac{vD}{\mu} = 29342.723$$

- Correlación de Swamee y Jain para $1 * 10^3 < Re < 1 * 10^8$ del coeficiente de fricción:

$$\lambda_D = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Sustituyendo:

$$\lambda_D = 0.0225$$

- El término $\sum K = K_{\text{codos 90}} + K_{\text{válvulas manuales}} + K_{\text{codos acumulador}} + K_{\text{codos disipador}} + K_{\text{válvulas en T}}$

$K_{\text{codos 90}}$	$K_{\text{válvulas, manuales}}$	$K_{\text{válvulas en T}}$	$K_{\text{codos acumulador}}$
0.2	0.7416	0.196	0.197

Tabla 16. Valor coeficiente de pérdidas objetos.

- En cuanto a la longitud L tendremos que tener en cuenta la longitud de los serpentines que forman parte del acumulador y disipador. Siendo en cada caso:
 - $L_{\text{disipador}} = 24 \text{ tubos} * 1 \text{ m longitud} = 24\text{m}$
 - $L_{\text{acumulador}} = 61 \text{ tubos} * 1.4\text{m longitud} = 85.4\text{m}$

Finalmente sustituyendo en la ecuación de pérdidas:

$$Hr = 0.0826 * \left(\lambda * \frac{L}{D^5} + \frac{\sum K}{D^4} \right) * Q^2$$

	L	$\sum K$	H_r
Recorrido de carga	118.5 m	19.2	$26611737.6 Q^2$

Tabla 17. Parámetros curva resistente.

$$\text{Curva resistente} \rightarrow H_{\text{res}} = 2 + 26611737.6 Q^2 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

13.1.2 Curva característica de la bomba.

La ecuación de la curva característica de la bomba viene dada por:

$$Hm = C - DQ^2$$

- Para el punto de diseño de la instalación para $Q = 5.677 * 10^{-4} \frac{m^3}{h} = 1500 \text{ l/h}$

$$\text{Recorrido 2} \rightarrow Hm = H_{\text{res}} + \Delta z = 7.81 + 2 = 10.57 \text{ mca}$$

- Siguiendo las tablas del fabricante para la selección de bombas en función de la altura manométrica Hm en mca y el caudal Q en m³/h, para:

$$Hm = 10.57 \text{ mca y } Q = 2 \text{ m}^3/\text{h (1500 l/h)}.$$

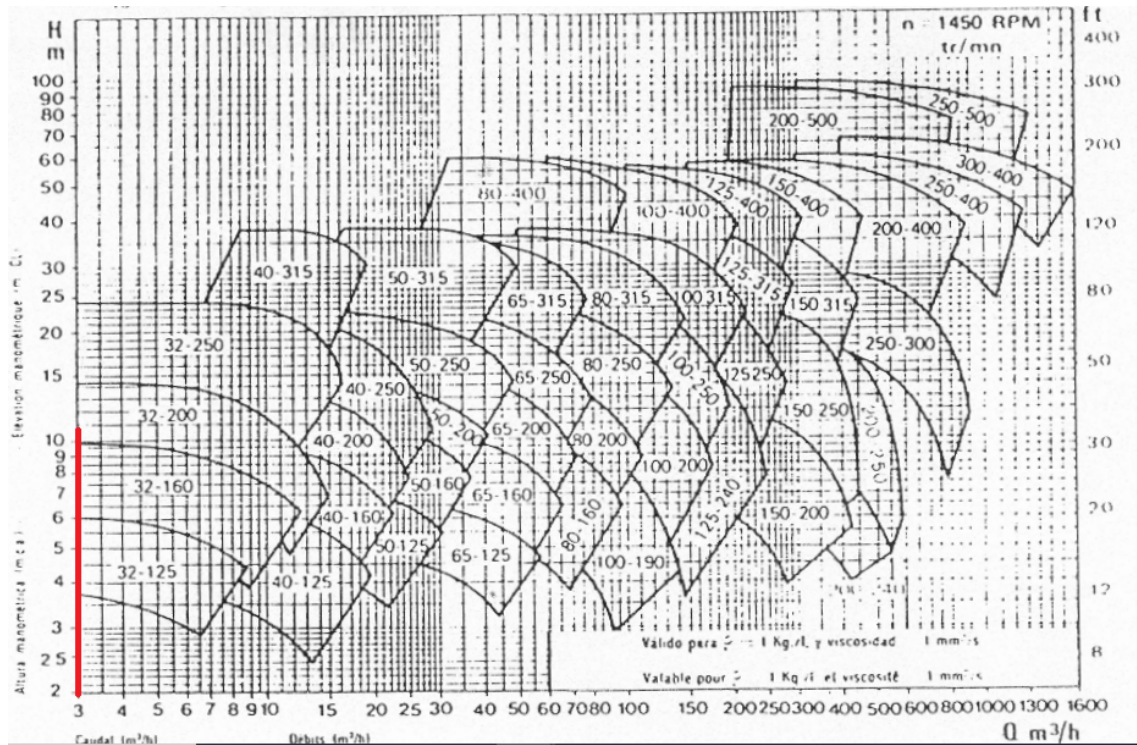


Figura 25.. Curvas características bombas comerciales marca ITUR.

Al igual que para el recorrido 1, la curva que más se ajusta a las condiciones que buscamos es la **32-200** para 1450 rpm de ITUR. Su gráfica es la siguiente:

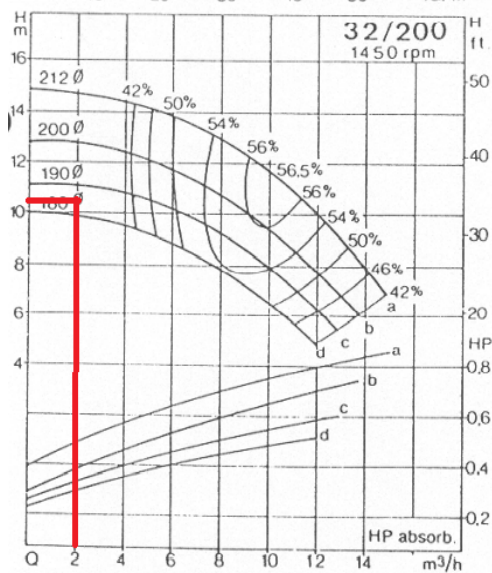
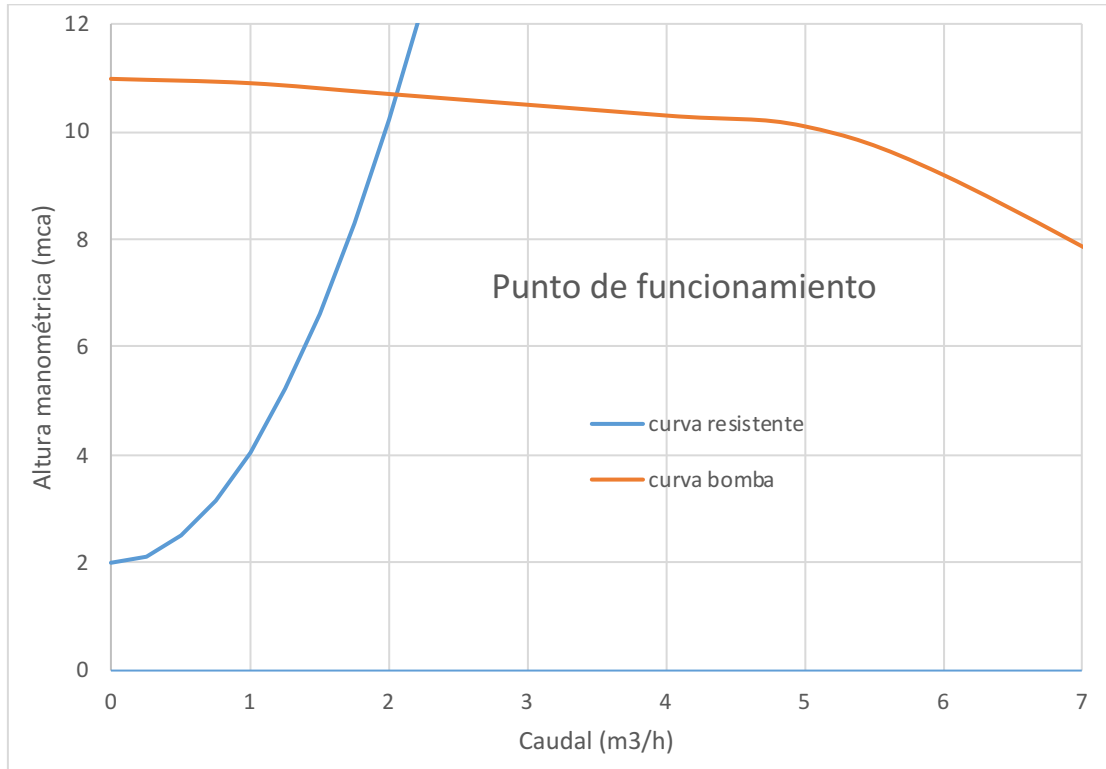


Figura 26. Curvas bomba 32/200 marca ITUR

La bomba que más se ajusta para una altura manométrica de 10.57 mca y 2 m³/h es la de diámetro del rotor de 180 mm.

Obteniendo su curva por el método gráfico, hallamos su punto de funcionamiento.



Figura

27.Punto

funcionamiento.

Curva característica de la bomba $\rightarrow H_m = 11 - 0.02737Q^2$ (m³/h)

Igualando las ecuaciones de la curva resistente de la instalación y la curva característica de la bomba, obtenemos el caudal para el punto de funcionamiento, Q_{PF} .

$$H_{res} = 2 + 24348946.94/3600^2 Q^2 = 11 - 0.02737Q^2 \rightarrow Q_{PF} = 2.17 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como podemos observar el caudal del punto de funcionamiento de 2.17 m³/h y para poder ajustarlo al caudal deseado de 2 m³/h cambiaremos el régimen de giro de la bomba.

Gráficamente:

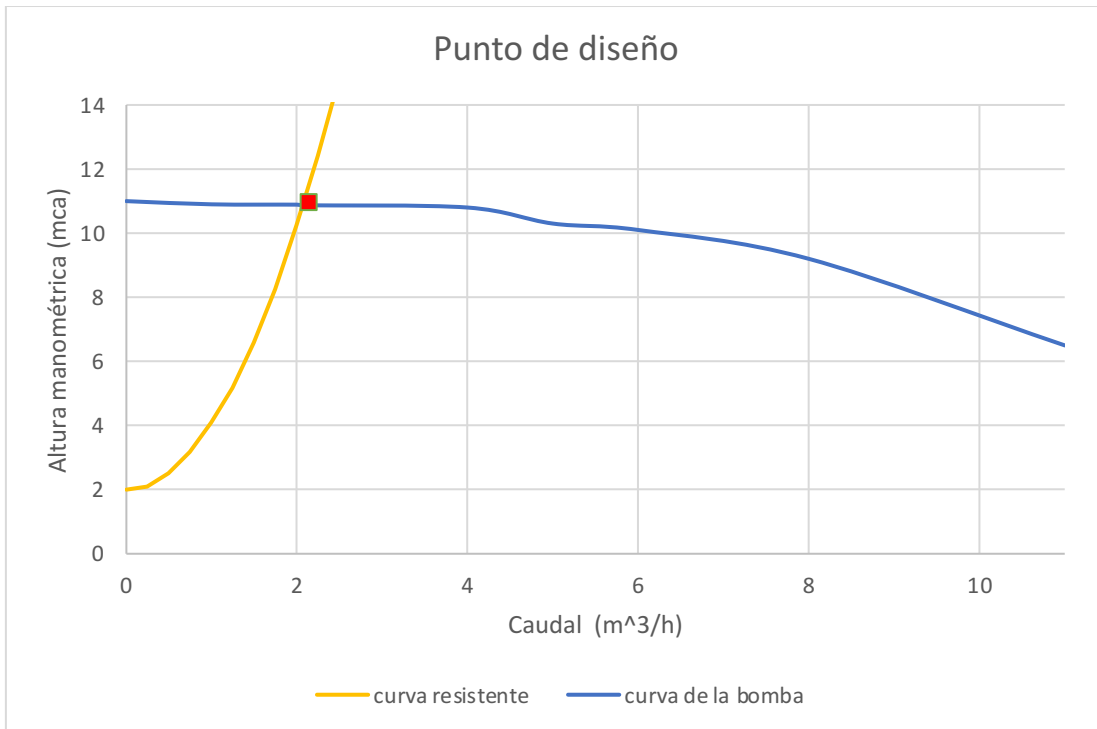


Figura 28. Punto de diseño.

Cambio del régimen de giro de la bomba.

1. Obtención de la curva de homología.

$$H_{homología} = KQ^2$$

Sustituimos para $Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$ y $H = 10.57$ y obtenemos el valor de K :

$$K = \frac{H_{homología}}{Q^2} = \frac{10.57}{2^2} = 2.5$$

$$H_{homología} = 2.5Q^2$$

2. Obtención del punto homólogo.

$$2.5Q_H^2 = 11 - 0.02737Q_H^2 \rightarrow Q_H = 2.086 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow H_H = 10.87 \text{ mca}$$

Gráficamente:

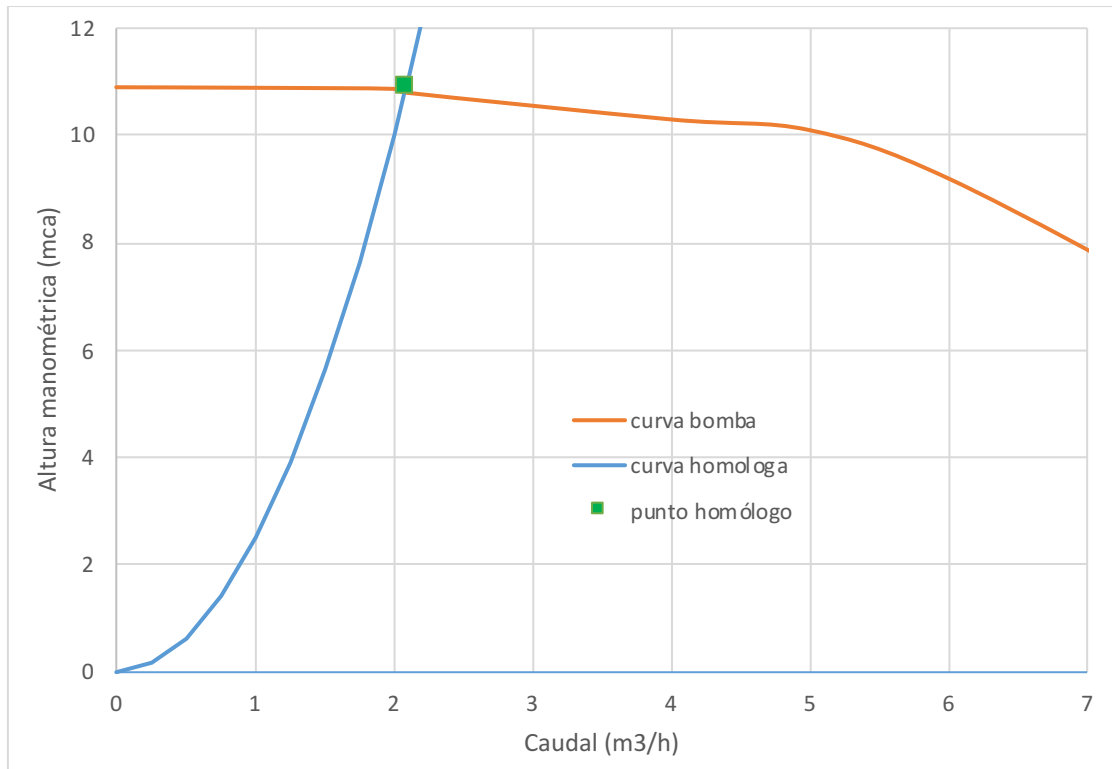


Figura 29. Gráfica de la intersección de la curva homologa con la curva característica de la bomba.

3. Cálculo del nuevo régimen de giro por semejanza.

$$\frac{gH}{\Omega^2 D^2} = \left(\frac{gH}{\Omega^2 D^2} \right)' \rightarrow \Omega = \sqrt{\Omega'^2 \frac{H'}{H}} = \sqrt{1450^2 \cdot \frac{10,57}{10,87}} = 1430 \text{ rev/min}$$

Conclusión: las bombas elegidas serán las 32-200 de 190mm de diámetro de rotor de la marca ITUR regulada para un régimen de giro de 1430 rev/min.

14 ACUMULADOR DE ENERGÍA TÉRMICA

Para este proyecto el acumulador de energía térmica mediante calor latente tendrá un diseño muy particular y de carácter experimental. Los principales aspectos a tener en cuenta son los siguientes:

- Alta temperatura de fusión del PCM (222°C).
- Baja conductividad térmica del PCM.
- Evitar zonas en las que el PCM no esté en contacto con los tubos por los que pasa el aceite.

Teniendo en cuenta estos aspectos, el diseño elegido se trata de un intercambiador de carcasa y tubos por el que circula aceite térmico (therminol 55) por el interior de los mismos y el PCM se encontrará en unas celdas colocadas alrededor de los tubos.

Los tubos están formados en serpentín de manera que hay un orificio de entrada y uno de salida por lo que el aceite deberá recorrer todo el serpentín hasta llegar al orificio de salida.

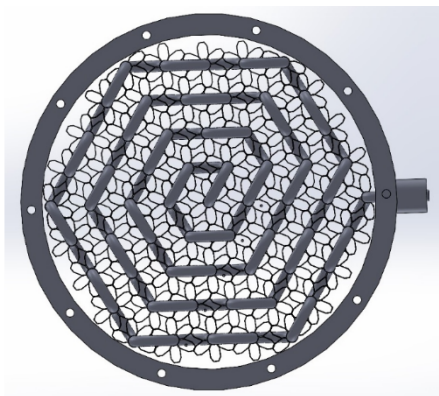


Figura 30. Vista en planta del recorrido del serpentín del acumulador energía térmica.

En total hay 61 tubos por 1.4m de largo de 25mm de diámetro con sus correspondientes celdas alrededor.

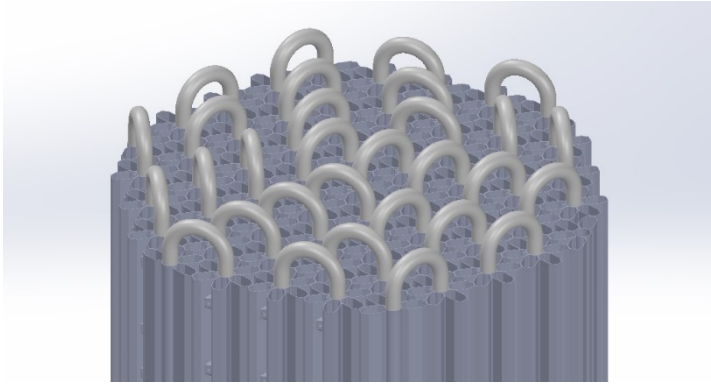


Figura 31. Imagen del serpentín del acumulador rodeado por los perfiles de PCM.

Teniendo en cuenta el rango de temperatura de operación de entre 200-250°C y cómo pueden afectar las propiedades del fluido a los materiales usados, el material seleccionado es el acero 316L.

Este tipo de aceros ricos en cromo, níquel y molibdeno poseen excelente resistencia a la corrosión por picaduras e intersticial que pueden presentarse a lo largo del tiempo debido al contacto con el fluido de trabajo para los niveles de temperatura dados. Algunas de las propiedades físicas principales son:

	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Módulo de elasticidad (GPa)	200	194	186	179	172	165
Coefficiente medio dilatación térmica entre 20°C ($10^{-6} \times K^{-1}$) y	-	16	16,5	17	17,5	18
Conductividad térmica (W/m·K)	15	16	17,5	19	21	22,5
Resistividad eléctrica ($\Omega \cdot mm^2/m$)	0,75	0,82	0,95	1,05	1,12	1,19

Tabla 18. Propiedades AISI 316L.

De este modo la carcasa de acero AISI 316L que envuelve a los tubos y a las celdas tendría un diámetro de 90cm y 1,5 metros de altura. Tal y como se ve en la Figura 32.

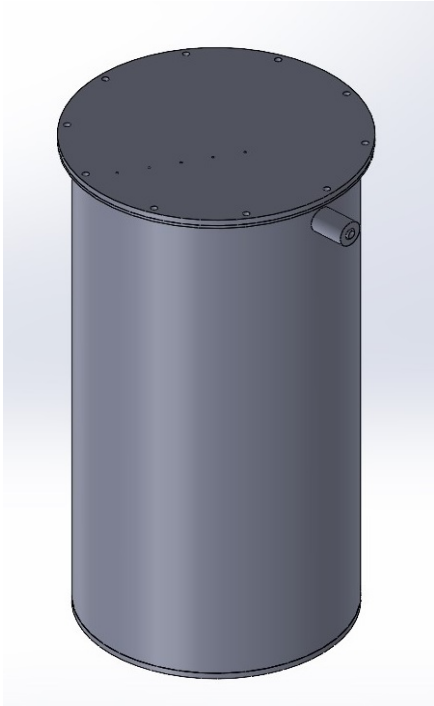


Figura 32. Acumulador de energía térmica con carcasa incluida.

Otro factor a tener en cuenta en el diseño de la instalación es el aislamiento necesario alrededor de la carcasa del acumulador para evitar las pérdidas de calor y procurar que el rendimiento sea mayor. El material que se ha elegido por su viabilidad es la lana de roca de un espesor de unos 40 cm. Este factor nos será de gran importancia ya que la instalación se tendrá que ajustar al espacio disponible en las dos salas.

15 DISTRIBUCIÓN FINAL DE LA INSTALACIÓN.

Acorde con las estimaciones tomadas acabo en los apartados anteriores podemos saber con gran precisión una distribución viable para los componentes de la instalación en las dos salas que disponemos interconectadas. Tomaremos como referencia:

- Acumulador de energía térmica: 90 cm de diámetro de carcasa + 30cm × 2 de espesor = 150 cm de diámetro.
- Disipador de calor: 0.46m (ver apartado 11.2.2.2)× 1 m.
- Depósito calentador con resistencias eléctricas de 50 × 75 cm.
- 2 bombas ITUR 32/200 de 258 mm de ancho y 439mm de largo (ver ANEXO.).
- 3 válvulas reguladoras de caudal manuales con bridas y sello de glándulas, modelo ARI-STOBU 006 PN63-160/ DN25 marca Armaturen (ver ANEXO.).
- 2 válvulas regulados de tres vías con actuador neumático, modelo ARI STEVI 450 / 451 DN 25 (ver ANEXO.).
- 2 caudalímetros Acuamaster S de marca ABB (ver ANEXO.).

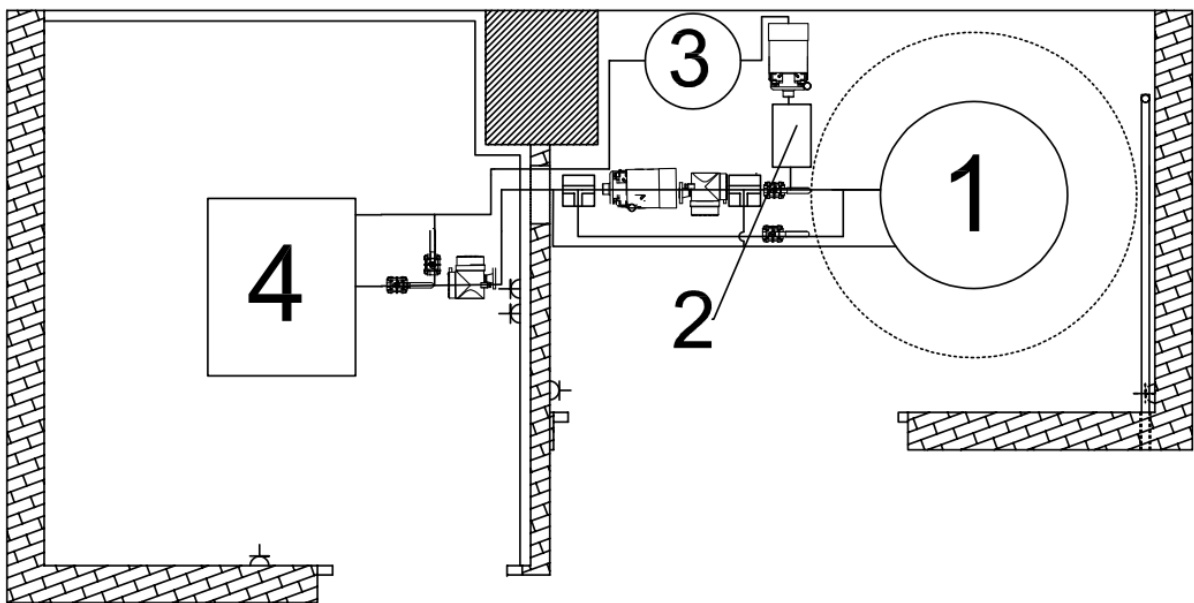


Figura 33. Distribución final de la instalación. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.

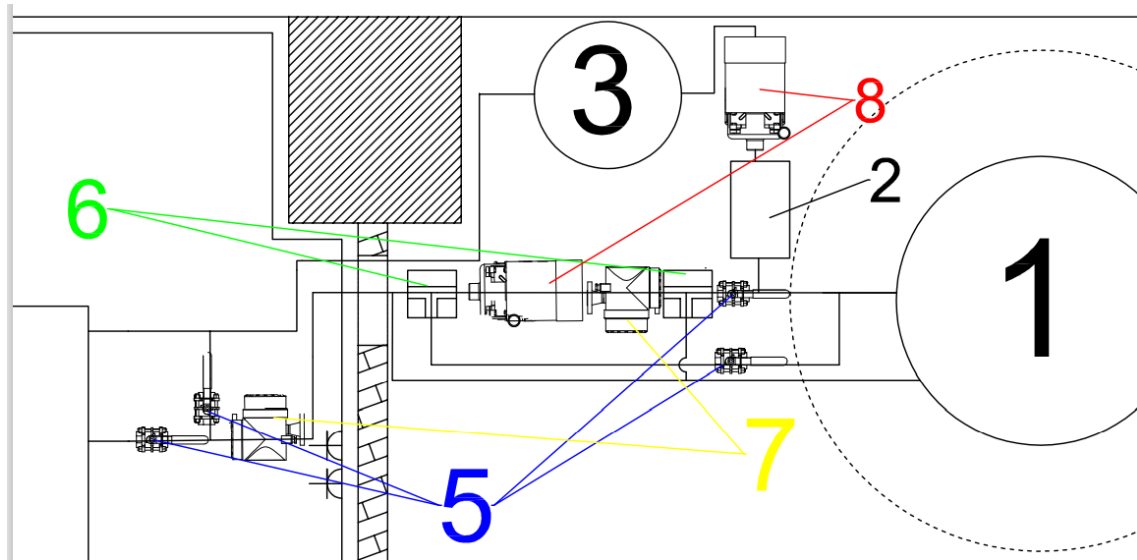


Figura 34. Circuito hidráulico de la instalación. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.

1	Acumulador de energía térmica (rodeado del revestimiento)
2	Depósito calentador de resistencias eléctricas
3	Vaso de expansión
4	Disipador de calor
5	Válvulas reguladoras manuales
6	Válvulas reguladoras de tres vías
7	Caudalímetros
8	Bombas hidráulicas

Tabla 19. Componentes del circuito hidráulico.

16 CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo hemos podido aproximar a la realidad los componentes necesarios para la instalación experimental de un acumulador de energía térmica por calor latente. También se ha definido el lugar de donde se pretenden instalar los distintos equipos mediante modelado 3D en SolidWorks y en 2D con AutoCAD, así como su distribución final en las dos salas disponibles.

En concreto, hemos seleccionado basándonos en las condiciones demandadas la mezcla eutéctica de KNO_3 (54%) y NaNO_3 (46%) para el PCM principalmente por sus buenas propiedades a alta temperatura. Por otro lado, para el fluido portador de calor (HTF) que interactuará con el PCM en el acumulador, usaremos el aceite térmico *therminol 55*.

En lo respectivo a los equipos que harán posible el proceso:

- Hemos dimensionado el intercambiador de calor de 12 tubos/fila y dos filas de 1m de largo y 0.46m de ancho para los datos de partida de: caudales de aceite y aire, los gradientes de temperatura requeridos para la entrada y salida del aceite y el aire, y las restricciones de dimensiones.
- Bomba 32-200 marca ITUR de 190mm de diámetro de rotor para poder soportar las pérdidas de carga del recorrido más desfavorable.
- Acumulador de energía térmica con un diseño experimental de celdas en forma de “paneles de abeja” para buscar el máximo contacto con el fluido calor portador y evitar las zonas muertas en las que el PCM no cambia de fase.

En cuanto a la utilidad de este trabajo en el futuro, espero que sirva para el desarrollo de la implantación de esta instalación para uso experimental en la UPCT, que servirá como base a nuevos experimentos en el campo del almacenamiento por calor latente de energía térmica a alta temperatura en aplicaciones industriales o incluso para su uso en aplicaciones hasta ahora desconocidas.

17 ANEXO.

A.1. Planos.

A.2. Especificaciones técnicas de los componentes de la instalación.

A.1. Planos.

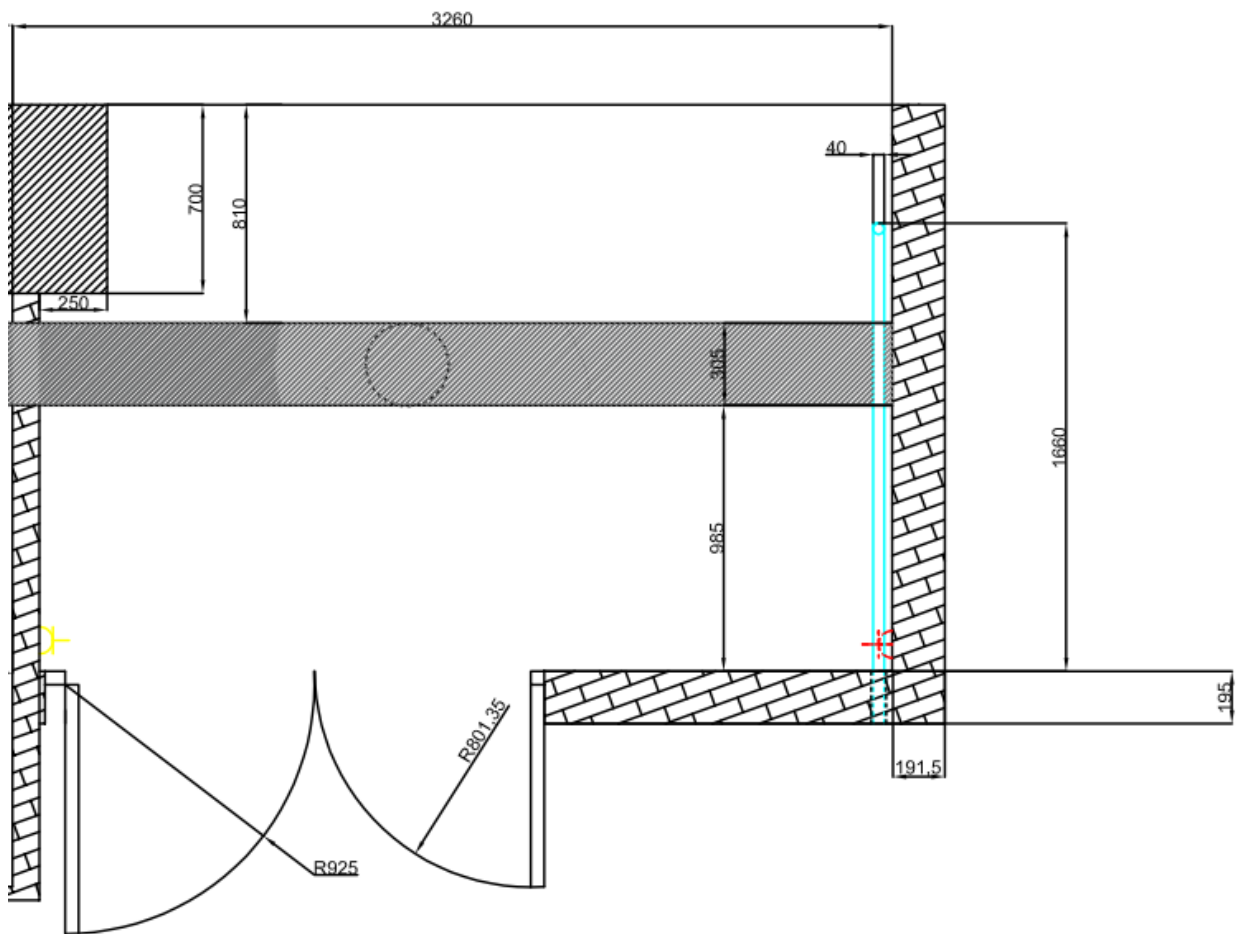


Figura A.1.1. Planos en planta acotado sala 1. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.

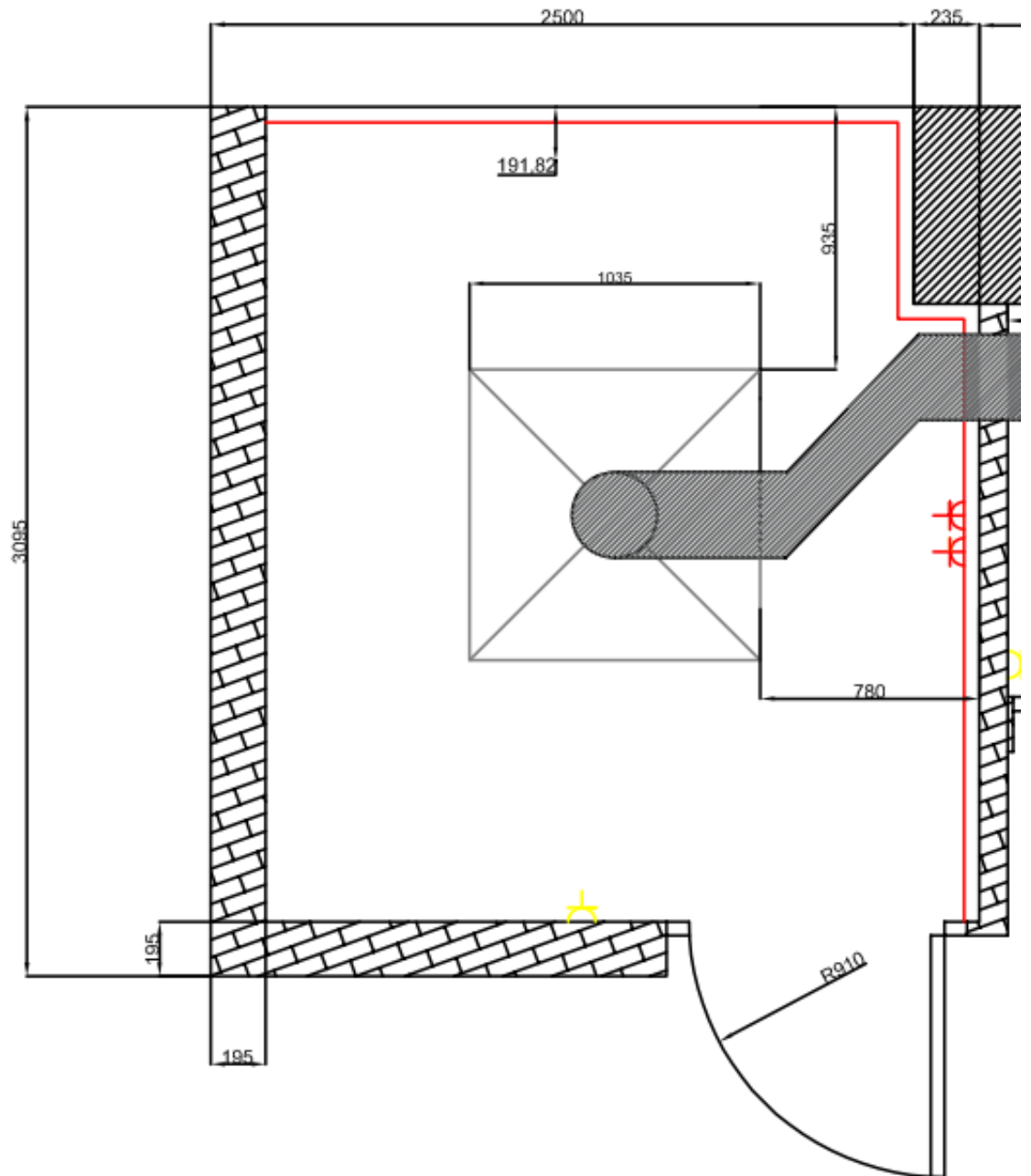


Figura A.1.2. Plano en planta acotado sala 2. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.

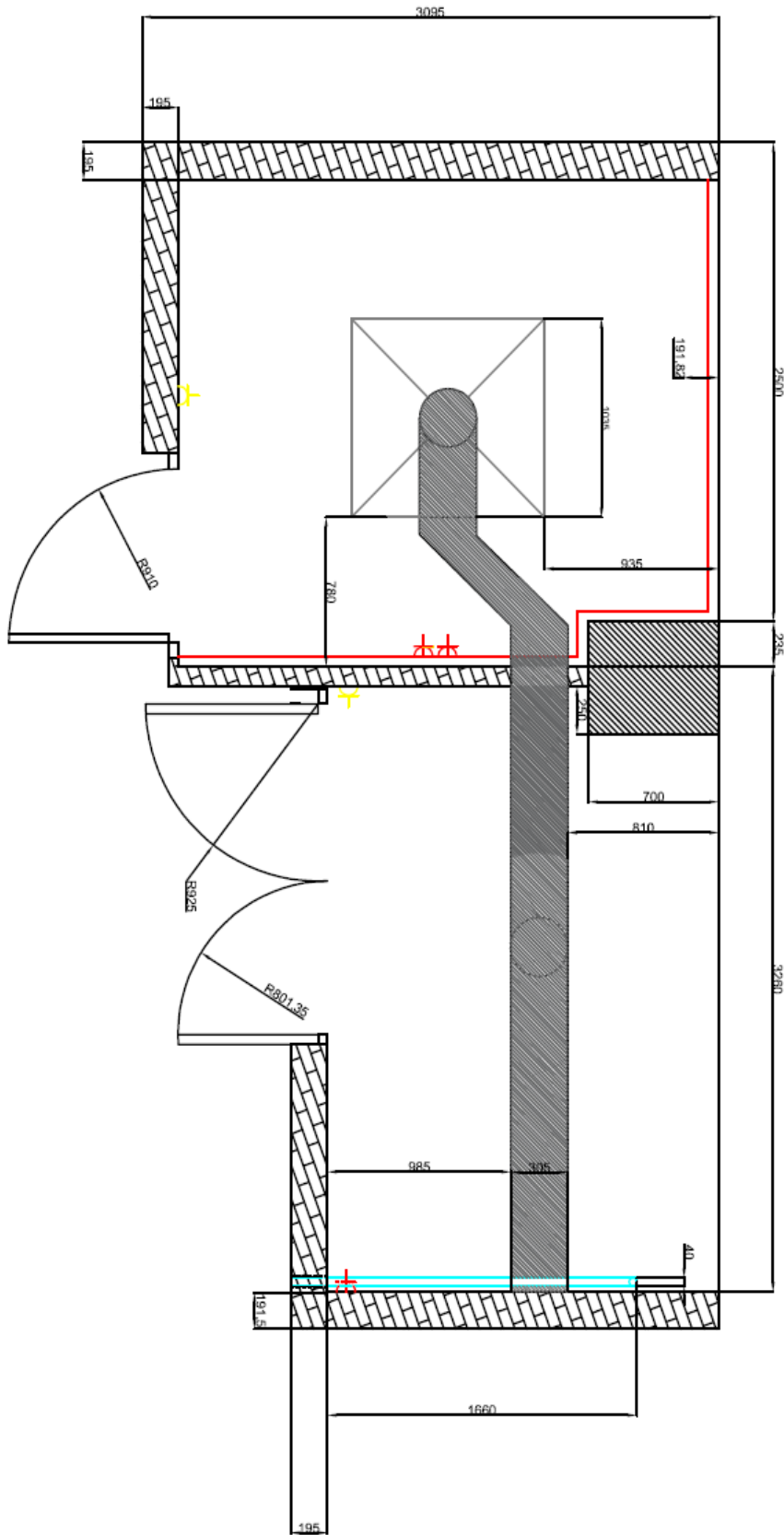


Figura A.1.3. Vista en planta conjunta de las salas 1 y 2. Fuente: propia. Realizado en AutoCAD.

A.2. Especificaciones técnicas de los componentes de la instalación.

A.2.1. Ficha técnica válvula reguladora manual ARI-STOBU 006 PN63-160/ DN25 marca Armaturen.

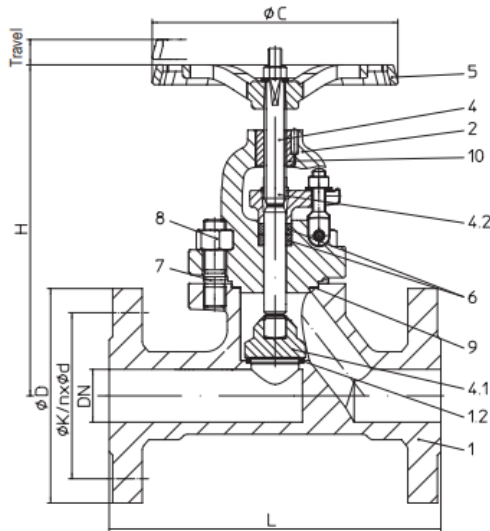


Figure	Nominal pressure	Material	Nominal diameter
48.006...40	PN63-160	1.0460	DN10-40
46.006...40	PN63	1.0460	DN50
48.006...40	PN100-160	1.0460	DN50

88.006...81	PN63-160	1.7335	DN10-40
86.006...81	PN63	1.7335	DN50
88.006...81	PN100-160	1.7335	DN50

Larger nominal diameters refer to page 3.

Options: non-rising handwheel (refer to page 6)

Parts				
Pos.	Sp.p.	Description	Fig. 46./48.006...40	Fig. 86./88.006...81
1		Body	P250 GH, 1.0460	13CrMo4-5, 1.7335
1.2		Seat	Stellit 21	
2		Bonnet	P250 GH, 1.0460	13CrMo4-5, 1.7335
4		Spindle unit		
4.1	x (unit)	Plug	X20Cr13+QT, 1.4021+QT (hardened)	13CrMo4-5, 1.7335 / Stellit 6
4.2		Stem	X20Cr13+QT, 1.4021+QT (burnished)	X39CrMo17-1+QT, 1.4122+QT (burnished)
5		Handwheel	EN-GJS-400-15, EN-JS1030 (FE 13 epoxy-coating)	
6	x	Packing ring	Pure graphite	
7		Stud	21CrMoV 5-7, 1.7709	
8		Hexagon nut	21CrMoV 5-7, 1.7709	
9	x	Gasket	Pure graphite (CrNi laminated with graphite)	
10		Insert nuts	11SMn30+C, 1.0715+C (nitrated)	
L Spare parts				

DN	10	15	20	25	32	40	50
Face-to-face dimension FTF serie 2 acc. to DIN EN 558							
L	(mm)	210	210	230	230	260	300

Standard-flange dimensions refer to page 16

Dimensions								
H	(mm)	228	228	228	228	292	292	300
ØC	(mm)	180	180	180	180	225	225	225
Travel	(mm)	11	11	11	11	17	17	21
Kvs-value	(m ³ /h)	2,7	4,2	6,4	8,6	21,8	24,2	33
Zeta-value	--	2,19	4,58	6,24	8,43	3,52	6,98	9,16

Zeta-value ... range of tolerance for Kvs-values acc. to VDI/VDE 2173

Weights								
46./86.006	(kg)	--	--	--	--	--	--	26
48./88.006	(kg)	8,7	8,9	10,5	11,5	19	21	27

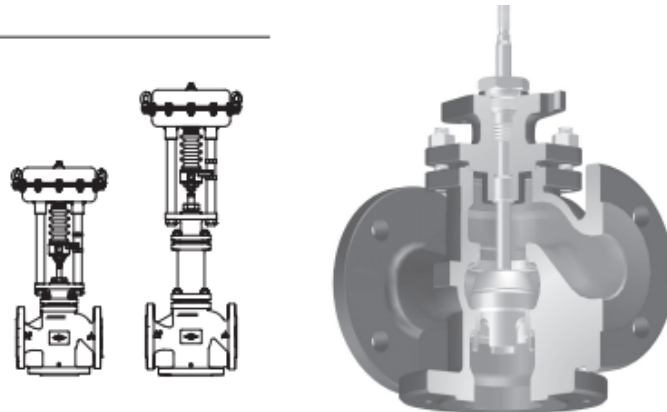
Larger nominal diameters refer to page 3.

A.2.2. Ficha técnica válvula reguladora de tres vías ARI-STOBU 006 PN63-160/ DN25 marca Armaturen.

ARI-STEVI® 450 / 451

Pneumatic actuator ARI-DP 32-34T

- Reversible pneumatic actuator
- Actuator with rolling diaphragm
- Air supply pressure max. 6 bar
- Stem protection by bellow
- Maintenance-free O-ring sealing
- Assembly of additional devices acc. to DIN IEC 60534-6



Page 4

Fig. 450

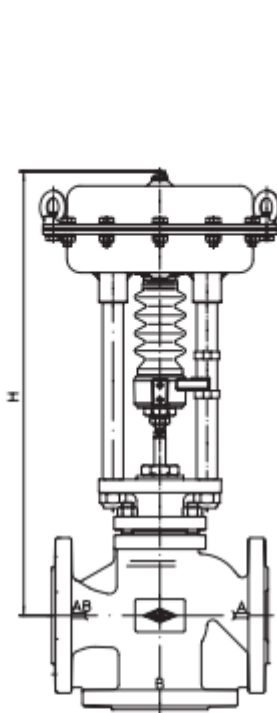


Fig. 450

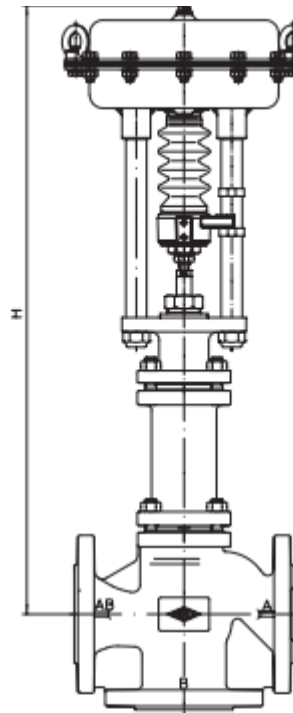


Fig. 451

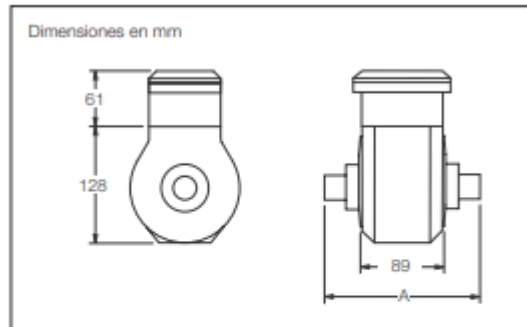
Heights and weights

DN		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150		
Fig. 450	DP32	H	(mm)	450	450	454	480	486	484	520	536	555	602	--
		PN16	(kg)	14	15	16	19	22	26	33	39	56	76	--
		PN40	(kg)	15	16	17	20	23	27	35	42	60	104	--
	DP33	H	(mm)	505	505	509	535	541	539	575	591	610	657	719
		PN16	(kg)	20	21	22	25	28	32	39	45	62	82	110
		PN40	(kg)	21	22	23	26	29	33	41	48	66	110	153
	DP34	H	(mm)	--	--	--	--	--	--	710	726	745	772	834
		PN16	(kg)	--	--	--	--	--	--	69	75	92	112	140
		PN40	(kg)	--	--	--	--	--	--	71	78	96	140	183
	DP34T	H	(mm)	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1062	1095
		PN16	(kg)	--	--	--	--	--	--	--	--	--	198	222
		PN40	(kg)	--	--	--	--	--	--	--	--	--	207	239

A.2.3. Ficha técnica caudalímetro Acuamaster S marca ABB.

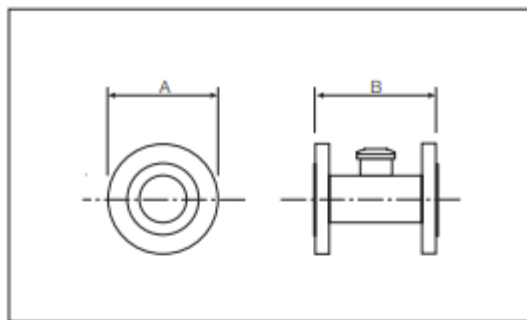
15 a 25 mm (0,5" a 1"); conexiones roscadas

Tamaño del medidor	Dimensiones mm	Conexión	Peso Aprox.
mm	A		kg
15	119	G 3/4" B o 3/4" NPSM	2,5
20	127	G 1" B o 1" NPSM	2,5
25	127	G 1 1/4" B o 1 1/4" NPSM	2,5



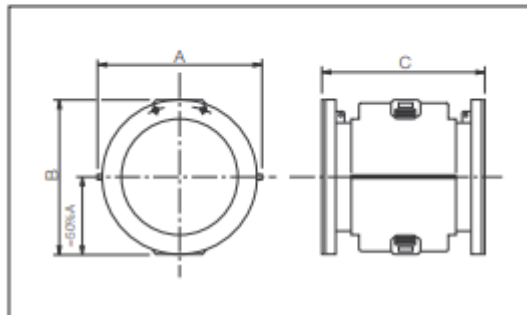
40 a 300 mm (1,5" a 12"); bridado

Tamaño del medidor	Dimensiones mm		Peso Aprox.
mm	A	B	kg
40	176	200	9
50	176	200	10
65	219	200	18
80	219	200	18
100	230,5	250	24
150	281	300	38
200	402	350	37
250	440	450	60
300	480	500	70

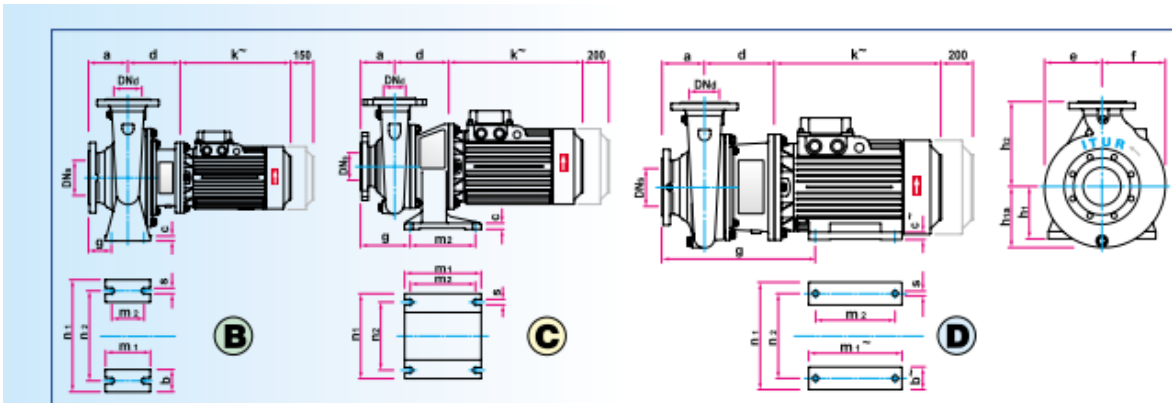


350 a 600 mm (14" a 24"); bridado

Tamaño del medidor	Dimensiones mm			Peso Aprox.
mm	A	B	C	kg
350	513	520	550	100
400	570	576	600	115
450	632	627	698	160
500	686	679	768	217
600	772	770	918	315



A.2.4. Ficha técnica bomba ITUR N4 32/200 B/0.75.



1.450 RPM

Denominación de la Electrobomba	Potencia del Motor		Forma	Dimensiones en mm																		Peso en Kg
	kW	HP		Bridas		Cotas de la Electrobomba								Cotas de las Patas								
				DNd	DNs	a	c	d	e	f	g	h ₁	h _{1a}	h ₂	k	b	m ₁	m ₂	n ₁	n ₂	s	
N4-32/125B/0,37	0,37	0,50	B	32	50	80	10	159	100	110	45	112	106	140	208	50	100	70	190	140	14	32
N4-32/160B/0,37	0,37	0,50	B	32	50	80	10	159	110	116	45	132	113	160	208	50	100	70	240	190	14	35
N4-32/160B/0,55	0,55	0,75	B	32	50	80	10	159	110	116	45	132	113	160	228	50	100	70	240	190	14	37
N4-32/200B/0,75	0,37	1,00	B	32	50	80	12	159	126	132	45	160	132	180	228	50	100	70	240	190	14	32
N4-32/200B/1,1	1,10	1,50	B	32	50	80	12	159	126	132	45	160	132	180	265	50	100	70	240	190	14	46
N4-32/250B/1,1	1,10	1,50	B	32	50	100	12	159	157	161	53	180	166	225	265	65	125	95	320	250	14	61
N4-32/250B/1,5	1,50	2,00	B	32	50	100	12	159	157	161	53	180	166	225	265	65	125	95	320	250	14	63
N4-32/250B/2,2	2,20	3,00	C	32	50	100	12	159	157	161	145	185	166	225	295	-	225	192	250	200	16	72
N4-40/125B/0,37	0,37	0,50	B	40	65	80	10	159	105	118	45	112	112	140	208	50	100	70	210	160	14	31
N4-40/125B/0,55	0,55	0,75	B	40	65	80	10	159	105	118	45	112	112	140	228	50	100	70	210	160	14	32
N4-40/160B/0,55	0,55	0,75	B	40	65	80	10	159	116	130	45	132	124	160	228	50	100	70	240	190	14	20
N4-40/160B/0,75	0,75	1,00	B	40	65	80	10	159	116	130	45	132	124	160	228	50	100	70	240	190	14	42
N4-40/160B/1,1	1,10	1,50	B	40	65	80	10	159	116	130	45	132	124	160	265	50	100	70	240	190	14	40
N4-40/200B/0,75	0,75	1,00	B	40	65	100	12	159	133	139	65	160	135	180	228	50	100	70	265	212	14	46
N4-40/200B/1,1	1,10	1,50	B	40	65	100	12	159	133	139	65	160	135	180	265	50	100	70	265	212	14	50
N4-40/200B/1,5	1,50	2,00	B	40	65	100	12	159	133	139	65	160	135	180	265	50	100	70	250	212	14	52
N4-40/250B/2,2	2,20	3,00	C	40	65	100	12	159	161	169	145	185	167	225	295	-	225	192	250	200	16	74

18 Bibliografía

- [1] A. G. M. M. L. D. Z. F. Cabeza, State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization., 2010.
- [2] V. C. I. E. C. N. Oluwaseun S. Alajo, Experimental Study on the Performance of a PCM-Based Solar Energy Storage System, 2013.
- [3] M. M. Y. N. M. R. F. Cabeza, An overview of thermal energy storage systems., 2018.
- [4] S. Z. M. Z. Q. W. T. M. Saranmanduh Borjigin, Coupling ϵ -NTU method for thermal design of heat exchanger in cabinet cooling system., 2019.
- [5] K. N. S. E. T. M. S. O. A. N. S. Coscia, Thermophysical properties of LiNO₃-NaNO₃-KNO₃ mixtures for use in concentrated solar power. J. Sol. Energy Eng, 2013.
- [6] R. B. R. C. R. G. S. N. A. N. D. Mar, «Progress report: molten nitrate salt technology development, Sandia National Laboratories,» 1982.
- [7] G. J. H. M.V. Bindu, A review on application of nanomaterials in heat transfer fluid for parabolic trough concentrator, vol. 46, 2021, pp. 7651-7660.
- [8] i. E. A. IEA.
- [9] R. L. F. B. M. Noro, Solar cooling and heating plants: An energy and economic analysis of liquid sensible vs phase change material (PCM) heat storage, 2014.
- [10] M. A. M. K. R. S. I. M. M.H. Mahfuz, Performance investigation of thermal energy storage system with Phase Change Material (PCM) for solar water heating application, 2014, p. 132–139.
- [11] b. D. y. M. A. Rosen, Thermal Energy Storage Systems and Applications, segunda edición, John Wiley and Sons, Ltd., 2011.
- [12] M. B. F. B. N.H.S. Tay, An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems, vol. 91, 2012.
- [13] K. C. M. I. W. Y. X. Cui, Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers, vol. 88, 2014.
- [14] C. C. G. P. M. Picón Núñez, The Engineering of Compact Exchangers to Required Dimensions, G. R. R. M. M. E. Hassan E. Alfadala, Ed., Elsevier, 2009.
- [15] F. W. M. K. a. A. L. London, Compact Heat Exchangers, 3/e, McGraw-Hill, 1984.

- [16] T. Richards, Immersion heater design, vol. 105, 2007.
- [17] A. K. S. C. M. K. Prashant Kumar, Experimental investigation of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube, 2016, pp. 42-51.
- [18] A. S. K. M. A. S. V. V. A. Pizzolato, Design of effective fins for fast PCM melting and solidification in shell-and-tube latent heat thermal energy storage through topology optimization, 2017.
- [19] C. R. P. M. H. Niyas, Performance investigation of a lab-scale, 2017.
- [20] M. H. A. R. R. B. M. Kazemi, Improvement of longitudinal fins configuration in latent heat storage systems, 2018, pp. 447-457.
- [21] Y. A. a. G. A. J. C. engel, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications, McGraw-Hill Higher Education, 2014.
- [22] ABB, «ABB.com,» [En línea]. Available: https://library.e.abb.com/public/403bb7447ac31908c1257180004711ea/SS_AMAS_S-E_6.pdf.
- [23] «www.itur.es,» [En línea]. Available: <https://www.itur.es/CE-Normabloc%20N.pdf>.
- [24] «<http://www.ari-armaturen.es/>,» [En línea]. Available: http://www.ari-armaturen.es/files_tb/files/450001-2.pdf.
- [25] X. & T. J. & X. K. & G. Y. Zhang, «Thermodynamic Evaluation of Phase Equilibria in NaNO₃-KNO₃ System.,» Journal of Phase Equilibria , 2003.
- [26] Y. A. & C. J. M. Cengel, «Fluid mechanics: Fundamentals and applications. (4th ed.),» McGraw-Hill Education., 2017.