

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Diseño de bomba de calor termoeléctrica.



Máster Universitario en
Ingeniería Industrial

Trabajo Fin de Máster

Fernando Algarra Pérez

Álvaro Martínez Echeverri

David Astrain Ulibarrena

Pamplona, 22 de septiembre de 2023

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría aprovechar estas líneas como agradecimiento a todas las personas que han estado a mi lado y me han apoyado durante todos estos años que he estado en la universidad. A todos ellos dedico este proyecto.

Dar las gracias, en primer lugar, a mi familia. Gracias por vuestro apoyo incondicional, por ser el pilar fundamental en donde apoyarme. Normalmente, uno solo consigue hacer pocas cosas, sus logros no son un triunfo individual, sino que es resultado del buen hacer de mucha gente. Mis éxitos, desde luego, son en gran parte responsabilidad suya.

En segundo lugar, quería dar las gracias a mi cuadrilla. Gracias porque estuvisteis, estáis y estaréis. Ellos me ayudan a soplar las velas, alzar las copas, secarme las lágrimas y ser mejor persona. Brindo por vuestra felicidad, que es la mía, y por vuestra familia, que es la nuestra.

También quería agradecer a toda la gente que he tenido la oportunidad de conocer en la Universidad. Compañeros con los que he llegado a crear buenas amistades y también, profesores, que nos han acompañado en esta etapa y nos han formado como ingenieros.

Finalmente quería dar las gracias al grupo de investigación en Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Pública de Navarra. Gracias a todos y cada uno de vosotros por vuestra amabilidad, predisposición y cercanía en todo momento.

SUMMARY

The building context is going to change in the coming years. This implies replacing fossil fuel boilers with heat pumps in buildings.

One of the main issues with current heat pumps is the production of SHW (Sanitary Hot Water), which involves overcoming large thermal gradients, leading to a significant decrease in their efficiency.

This project proposes an alternative solution in the form of a thermoelectric heat pump. It is a new technology based on the cascading arrangement of several thermoelectric modules to meet the ventilation, air conditioning, and SHW needs of a residence. The benefits of this technology are numerous: it does not require refrigerant fluids, it is free of vibrations and noise, it is a robust technology, it requires minimal maintenance, etc.

Therefore, in this Master's Thesis, the design of a thermoelectric heat pump will be carried out, including the manufacturing or selection of each component that makes up the installation.

KEYWORDS

Heat pump, thermoelectricity, nZEB

RESUMEN

El contexto edificatorio va a cambiar en los próximos años. Esto implica sustituir las calderas de combustibles fósiles por bombas de calor en los edificios.

Uno de los principales problemas que tienen las actuales bombas de calor es la producción de ACS, que supone salvar grandes saltos térmicos y, como consecuencia, su rendimiento disminuye considerablemente.

En este proyecto se propone como alternativa el uso de la bomba de calor termoeléctrica. Se trata de una nueva tecnología basada en la disposición en cascada de varios módulos termoeléctricos que permita satisfacer las necesidades de ventilación, climatización y ACS de una vivienda. Los beneficios de esta tecnología son numerosos: no precisa de fluidos refrigerantes, sin vibraciones ni ruidos, tecnología robusta, nulo mantenimiento...

Así, en este Trabajo Fin de Máster se va a realizar el diseño de una bomba de calor termoeléctrica, diseñando y fabricando o seleccionando, cada uno de los elementos que componen la instalación.

PALABRAS CLAVE

Bomba de calor, termoelectricidad, nZEB

ÍNDICE

I. MEMORIA

CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE Y OBJETIVOS	1
.....	
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.1 Situación climática actual	1
1.1.2 Contexto energético actual. Edificios.....	4
1.1.3 Edificios de Consumo Casi Nulo (nZEB).....	5
1.1.4 Climatización de edificios	9
1.1.5 Bomba de calor.....	10
1.1.6 Bomba de calor por compresión de vapor. Refrigerantes	12
1.2 ESTADO DEL ARTE	15
1.2.1 Historia de la termoelectricidad	15
1.2.2 Efectos termoeléctricos.....	18
1.2.3 Módulo termoeléctrico.....	20
1.2.4 Aplicaciones de la refrigeración termoeléctrica en el mercado	21
1.2.5 Bomba de calor termoeléctrica (THP).....	22
1.3 MOTIVACIÓN	25
1.4 OBJETIVOS	27
CAPÍTULO 2. DISEÑO BOMBA DE CALOR TERMOELÉCTRICA (THP)	29
.....	
2.1 DESCRIPCIÓN SUBSISTEMAS DE UNA THP.....	29

2.2	DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYOS PARA CARACTERIZAR THP	32
2.2.1	Potencia calorífica	34
2.2.2	Caudales de agua.....	39
CAPÍTULO 3. SELECCIÓN, DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA THP.....		43
3.1	BOMBA DE CALOR AIRE – AGUA.....	43
3.1.1	Ventilador	44
3.1.2	Módulo termoeléctrico (TEM)	46
3.1.3	Disipador de aletas	47
3.1.4	Hot plate.....	50
3.1.5	Deflector	62
3.1.6	Aislante	62
3.1.7	Heat extender	63
3.1.8	Estructura.....	64
3.2	FANCOIL.....	66
3.3	DEPÓSITO A TEMPERATURA MEDIA.....	68
3.4	BOMBA DE CALOR AGUA – AGUA	70
3.5	DEPÓSITO A TEMPERATURA ALTA	71
3.6	BOMBAS DE AGUA.....	73
3.7	VASO EXPANSOR	74
3.8	DISPOSITIVOS DE SENSORIZACIÓN	75
3.8.1	Temperatura	76
3.8.2	Caudal	76
3.8.3	Presión.....	76

3.8.4	Adquisidor de datos.....	77
3.9	ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA.....	77
3.10	FUENTE DE ALIMENTACIÓN.....	78
CAPÍTULO 4.	CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS.	79
4.1	CONCLUSIONES	79
4.2	LÍNEAS FUTURAS.....	80
CAPÍTULO 5.	BIBLIOGRAFÍA.	81

II. PLANOS

III. HOJAS DE ESPECIFICACIONES

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación de las temperaturas del aire en la superficie de 2022 por país, durante el periodo desde 1950 a 2022. Fuente de datos: ERA5.	1
Figura 2. Concentración media de CO ₂ atmosférico a nivel global (izquierda) y CH ₄ (derecha) promediada por columnas de satélites para 2003-2022 (curva roja) y promedio de 12 meses (curva negra). Fuente de datos: C3S/Obs4MIPs (v4.4). 2	2
Figura 3. Diferencia estimada en la temperatura global del aire en la superficie en relación con el período de referencia 1850-1900, según seis conjuntos de datos. Crédito: C3S / ECMWF.	3
Figura 4. Estimación probable de cuándo se alcanzará un calentamiento global de 1,5 °C. Fuente de datos: informe del IPCC, 'Calentamiento global de 1,5 °C'. Crédito: Servicio de Cambio Climático de Copernicus, ECMWF.	3
Figura 5. Suministro mundial de energía por fuente, en los años 1973 y 2018 (Mtoe). Fuente de datos: International Energy Agency (IEA)	4
Figura 6. Evolución temporal del suministro mundial de energía por fuente, entre los años 1971 y 2018. Fuente de datos: International Energy Agency (IEA).....	4
Figura 7. Energía total consumida y energía renovable, por sector, en 2020. Fuente de datos: REN21.....	5
Figura 8. Esquema general de un edificio de consumo de energía casi nulo, nZEB.	7
Figura 9. Uso de energía residencial anual modelado por tipo de vivienda. Fuente de datos: Maclay Architects.	8
Figura 10. Uso de energía comercial anual modelado por tipo de empresa. Fuente de datos: Maclay Architects.	8
Figura 11. Energía consumida para climatización, por fuente, 2011 y 2021. Fuente de datos: REN21.....	10
Figura 12. Esquema general del funcionamiento de una bomba de calor que aprovecha diferentes fuentes de calor (aire, agua, calor geotérmico y calor	

residual) para suministrar aire caliente, agua o vapor, o para calentar materiales.	11
Figura 13. Diagrama básico presión - entalpía de una máquina frigorífica que usa R-22 como refrigerante.....	12
Figura 14. Refrigerantes convencionales y alternativas en bombas de calor para el ámbito doméstico. Fuente: IEA.	13
Figura 15. Distribución de la tecnología en bombas de calor por segmento de mercado en el escenario de Desarrollo Sostenible para el año 2030 y porción no desplegada si la innovación se retrasa. Fuente: IEA.....	14
Figura 16. Esquema básico de una máquina frigorífica.	16
Figura 17. Número de publicaciones que se registran en el campo de la termoelectricidad por año. Fuente: Web of Science.....	17
Figura 18. Esquema del circuito a través del cual se explica el efecto Seebeck. .	18
Figura 19. Esquema del circuito a través del cual se explica el efecto Thomson.	20
Figura 20. Célula Peltier cerámica modelo TEC1-12706.	20
Figura 21. Esquema de la estructura interna de un módulo termoeléctrico.....	21
Figura 22. Disipador de componentes electrónicos.	22
Figura 23. Frigorífico portátil.....	22
Figura 24. Refrigerador equipamiento médico.	22
Figura 26. Diseño propuesto de una THP que cubre todas las necesidades de climatización de una vivienda.	29
Figura 27. Diseño propuesto de los cuatro subsistemas que forman la THP para una vivienda. 1) unidad aerotermia 2) unidad post calentamiento/enfriamiento 3) Unidad de almacenamiento para ACS 4) suelo radiante/refrescante.....	30
Figura 28. Esquema de la instalación del banco de ensayos para caracterización de la bomba de calor termoeléctrica	32

Figura 29. Esquema de los diferentes niveles de temperatura que existen en un TEM trabajando como bomba de calor. En este esquema se muestran tanto las temperaturas de las caras del TEM como la de los focos.....	36
Figura 30. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para los TEM modelo RC12-6, RC12-8 y PL10577.5-40, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.....	36
Figura 31. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para el TEM modelo PL10577.5-40, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.	37
Figura 32. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para el TEM modelo RC12-8, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 30$ °C y $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.	38
Figura 33. Caudales de agua que circulan por cada uno de los lazos de la instalación del banco de ensayos para caracterizar la THP.....	42
Figura 34. Componentes de la bomba de calor aire – agua (aerothermia). Diseño en SOLIDWORKS.....	43
Figura 35. Ventilador modelo OD180APL-24HB de Digikey. [50].....	45
Figura 36. TEM de refrigeración modelo RC12-8 fabricado por Marlow. [46]...	46
Figura 37. Vista en planta del hotplate con 7 TEMs apoyados en la cara superior (otros 7 TEMs en la cara inferior). Diseño en SOLIDWORKS.....	47
Figura 38. Vista lateral del hotplate con los 14 TEMs apoyados en sus caras frontales. Diseño en SOLIDWORKS.	47
Figura 39. Disipador de aletas funcionando para absorber calor del aire ambiente y así calentar el agua de la instalación. Diseño en SOLIDWORKS.	48
Figura 40. Estudio comparativo de la variación de la resistencia térmica frente al caudal de aire para diferentes tipos y configuraciones de intercambiadores de calor. [51].....	48
Figura 41. Ensamblaje de los disipadores de aletas dos a dos. Diseño en SOLIDWORKS.	49

Figura 42. Disipadores de aletas fabricados a medida por la empresa DISIPA. [52]	50
Figura 43. a) Hotplate ADV.....	50
Figura 44. Hotplate Comercial - Alibaba. Foto 1.....	52
Figura 45. Hotplate Comercial - Alibaba. Foto 2.....	52
Figura 46. Corte transversal realizado al hotplate comercial para averiguar la unión entre canales.	52
Figura 47. Recorrido seguido por el agua en el hotplate comercial.	52
Figura 48. Hotplate UPNA, compuesto por las piezas Plato1 y Plato2. Diseño en SOLIDWORKS.	53
Figura 49. Plato1 del Hotplate UPNA. Diseño en SOLIDWORKS.....	53
Figura 50. Plato2 del Hotplate UPNA. Diseño en SOLIDWORKS.....	54
Figura 51. Plato1 y Plato2 del Hotplate UPNA una vez fabricados.....	55
Figura 52. Colocación de la silicona sellante para evitar fugas de agua en el hotplate.....	55
Figura 53. Hotplate UPNA ensamblado y terminado.	55
Figura 54. Diseño del hotplate simplificado para la obtención de la resistencia térmica por TEM del hotplate a partir de un estudio teórico.....	56
Figura 55. Esquema para el cálculo de la eficiencia de aleta.	57
Figura 56. Esquema con la diferencia de áreas entre el TEM y el hotplate por las que tiene que atravesar el flujo de calor.	58
Figura 57. Variación de la resistencia térmica del hotplate en función del caudal a partir del estudio teórico.	61
Figura 58. Deflector redirigiendo la corriente de aire a la salida de los ventiladores. Diseño en SOLIDWORKS.....	62
Figura 59. Localización del aislante en la bomba de calor aire – agua. Fotografía frontal. Diseño en SOLIDWORKS.....	62

Figura 60. Localización del aislante en la bomba de calor aire – agua. Fotografía lateral. Diseño en SOLIDWORKS.	63
Figura 61. Heat extender de dimensiones 40 x 40 x 10 mm.....	63
Figura 62. a) Estantería modular de 5 baldas RS.....	64
Figura 63. Proceso de fabricación de la bomba de calor aire – agua.	65
Figura 64. Fancoil modelo KFCI-800 SL 2.0 fabricado por KOSNER.....	67
Figura 65. Variación del producto U·A frente al caudal de aire en el fancoil modelo KFCI-800 SL 2.0 de KOSNER.....	68
Figura 66. Depósito acumulador inercial de 35 litros para la acumulación de agua a 35 °C fabricado por TARRE.....	70
Figura 67. Unidad patrón de la bomba de calor agua – agua, así como sus componentes.....	70
Figura 68. Bomba de calor agua – agua, detallando la geometría interior del intercambiador de calor tipo hotplate.	71
Figura 69. Depósito acumulador inercial de 100 litros para la acumulación de agua a 55 °C fabricado por TARRE.....	73
Figura 70. Bomba de agua WILO Stratos PICO 15/1-6.....	73
Figura 71. Vaso expansor del fabricante WAFT de 8 litros y 10 bar de presión máxima.....	75
Figura 72. Sondas de temperatura de AHLBORN. a) Modelo NiCr-Ni-sensor FTA 15 P.....	76
Figura 73. Caudalímetro de AHLBORN. Modelo FVA 645-GV18QT5	76
Figura 74. Manómetro de AHLBORN. Modelo FDA 602L53.	76
Figura 75. Data logger ALMEMO 5690 del fabricante AHLBORN.....	77
Figura 76. a) Tubo de cobre de 10 mm. b) Tubo de cobre con coquilla	77
Figura 77. a) TE de latón b) Filtro de paso de agua c) Válvula esférica de palanca d) Purgador automático de aire	78

Figura 78. Fuentes de alimentación de corriente continua. a) Modelo XG20-84R de AMETEK 78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Hoja de especificaciones de diferentes modelos comerciales de bomba de calor por compresión de vapor. Fuentes: [41], [42], [43], [44]	35
Tabla 2. Potencia calorífica óptima y máxima suministrada por el TEM modelo RC12-8 bajo las siguientes condiciones de operación: una temperatura de la cara del TEM de 50 °C y $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.	39
Tabla 3. Potencia calorífica óptima y máxima suministrada por etapa en la instalación de THP bajo las siguientes condiciones de operación: temperatura de la cara del TEM de 50 °C y $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.	40
Tabla 4. Caudales de diseño para los lazos del circuito en los que están instaladas las bombas de calor termoeléctricas.....	41
Tabla 5. Caudales de diseño para el lazo del circuito en el que está instalado el suelo radiante.	41
Tabla 6. Caudales de diseño para el lazo del circuito por donde circula el agua caliente sanitaria.	42
Tabla 7. Tablas de cálculo teórico de la resistencia térmica por TEM del hotplate con cada una de sus componentes: convectiva, conductiva, constrictiva y de contacto.	60

CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE Y OBJETIVOS

1.1. INTRODUCCIÓN

1.1.1 Situación climática actual

En la actualidad, uno de los problemas que se debe afrontar con mayor urgencia está relacionado con la situación ambiental del planeta. Según el Climate Change Service de Copernicus (C3S) [1], las temperaturas en Europa a lo largo del año 2022 fueron las segundas más cálidas registradas, superadas solo por 2020. Además, todo el continente, con la excepción de Islandia, registró temperaturas anuales superiores al promedio de 1991 – 2020. Las temperaturas estuvieron más por encima del promedio en la parte occidental, donde varios países vieron su año más cálido registrado, mientras que la mayoría de los demás alcanzaron temperaturas anuales dentro de las tres primeras posiciones en el ranking.

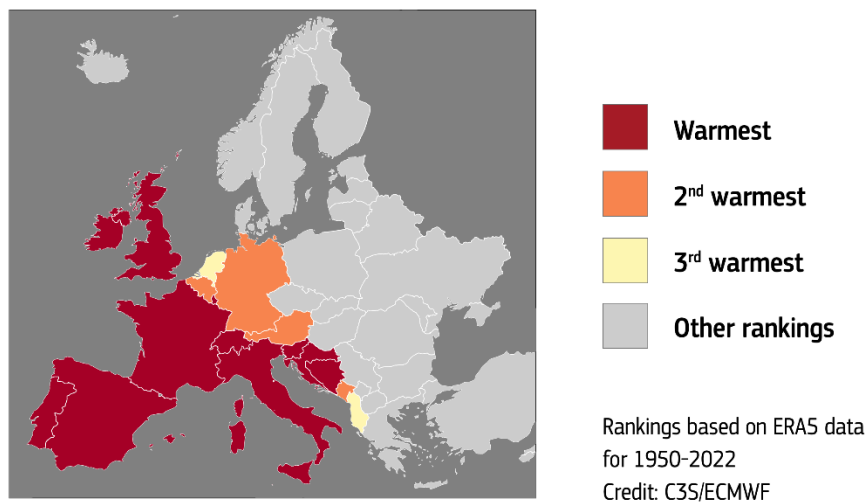


Figura 1. Clasificación de las temperaturas del aire en la superficie de 2022 por país, durante el periodo desde 1950 a 2022. Fuente de datos: ERA5. [1]

Europa vivió su verano más caluroso jamás registrado (el verano más caluroso anterior fue en 2021) y varias olas de calor prolongadas e intensas afectaron a buena parte del continente. Muchos países informaron impactos en la agricultura, el transporte fluvial y la gestión energética. Además, las condiciones extremadamente secas también aumentaron el peligro de incendios, lo que

CAPÍTULO 1. Estado del arte y objetivos.

resultó en una actividad de incendios inusualmente alta en el suroeste de Europa, especialmente en Francia y España.

En cuanto a las concentraciones de los gases de efecto invernadero, dióxido de carbono y metano, continuaron aumentando durante 2022, situándose en un promedio anual de aproximadamente 417 ppm de dióxido de carbono y 1894 ppb de metano. Para ambos gases, estas son las concentraciones más altas del registro satelital y, al incluir otros registros, los niveles más altos durante más de 2 millones de años para el dióxido de carbono y más de 800 000 años para el metano. [1]

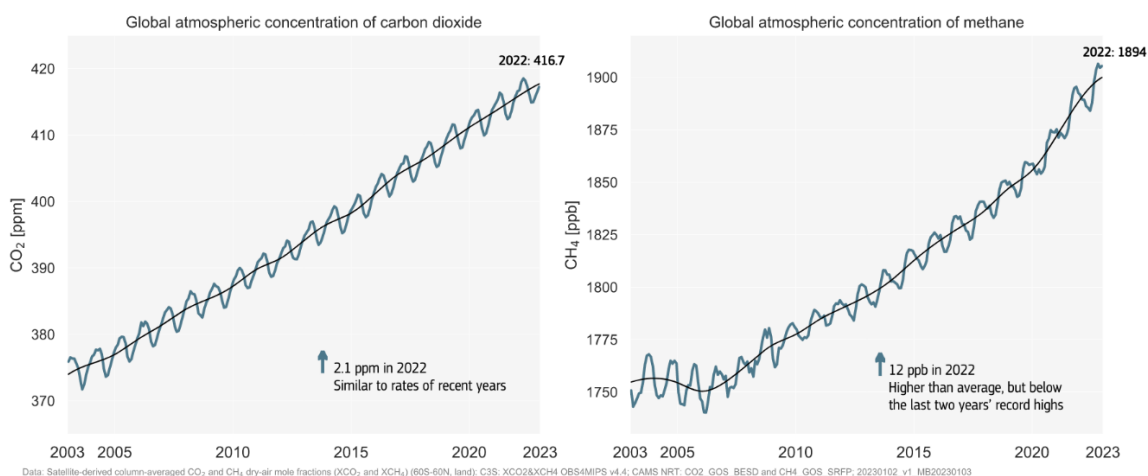


Figura 2. Concentración media de CO₂ atmosférico a nivel global (izquierda) y CH₄ (derecha) promediada por columnas de satélites para 2003-2022 (curva roja) y promedio de 12 meses (curva negra). Fuente de datos: C3S/Obs4MIPs (v4.4). [1]

Además de aportar información acerca de la temperatura y los gases de efecto invernadero, el informe proporciona indicadores climáticos claves, como la tasa de derretimiento de los glaciares, el nivel del mar o la humedad del suelo. En este sentido, los glaciares de Europa han perdido hasta 30 metros de hielo desde 1957. Entre 1952 y 2018, las capas de hielo de Groenlandia y la Antártida perdieron más de 6250 gigatoneladas de hielo, lo que provocó que el nivel del mar global aumentara en más de 18 milímetros. [2]

Tal es la magnitud del problema climático, que en el año 2016 se estableció por primera vez en la historia un objetivo global vinculante, a través del cual, 200 países firmantes se comprometían a reducir sus emisiones de forma que el aumento de la temperatura promedio del planeta no superase en ningún caso los 2 °C, lo que tendría efectos catastróficos, e incluso intentar dejarlo en 1,5 °C. Esto se plasmó en el llamado 'Acuerdo de París' suscrito en la Cumbre Mundial del Clima celebrada en diciembre de 2015 en la capital francesa. [2]

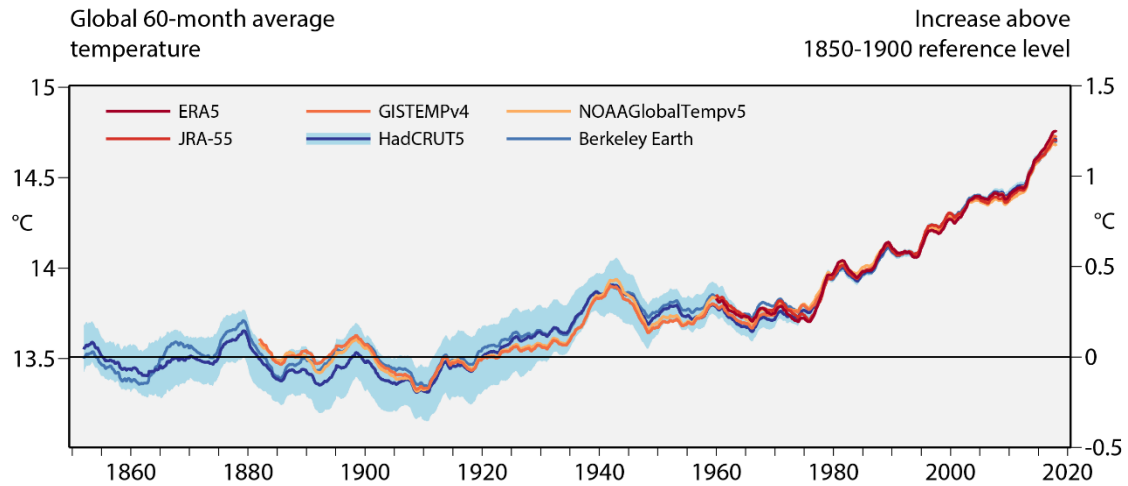


Figura 3. Diferencia estimada en la temperatura global del aire en la superficie en relación con el período de referencia 1850-1900, según seis conjuntos de datos. Crédito: C3S / ECMWF. [2]

Y es que, el calentamiento global ya ha provocado importantes alteraciones en los sistemas humanos y naturales, por lo que limitar el aumento de la temperatura media del planeta a 1,5 °C es imprescindible para que la adaptación sea menos difícil y para reducir sus impactos negativos sobre el planeta.

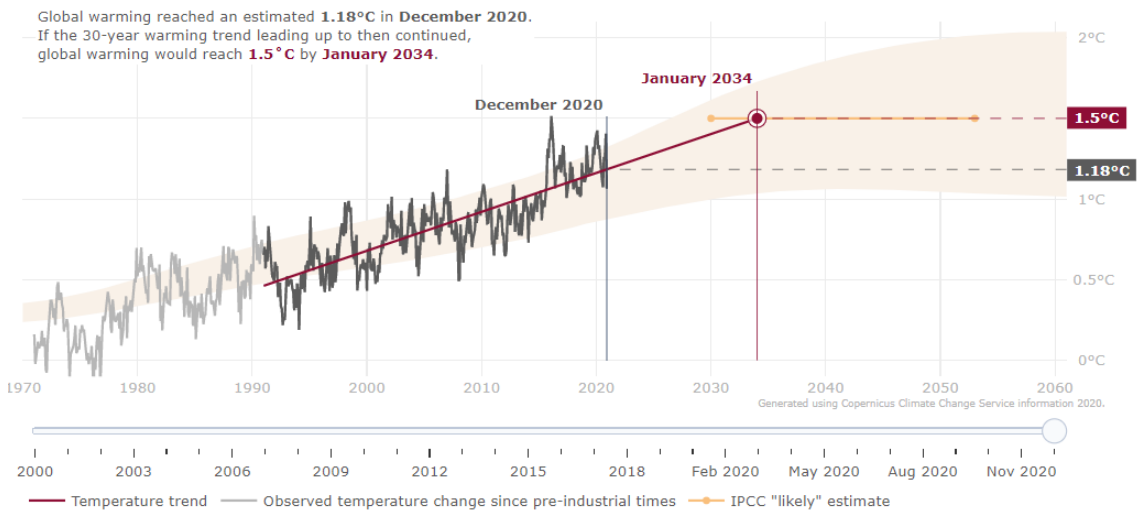


Figura 4. Estimación probable de cuándo se alcanzará un calentamiento global de 1,5 °C. Fuente de datos: informe del IPCC, 'Calentamiento global de 1,5 °C'. Crédito: Servicio de Cambio Climático de Copernicus, ECMWF. [3]

A pesar de que esta situación podría parecer una realidad lejana, es posible que se llegue a ella antes de lo que se cree. Los expertos sostienen que el límite de 1,5 °C se alcanzará entre 2030 y 2050 (Figura 4), a menos que se tomen medidas concretas para reducir la emisión de gases de efecto invernadero. En este sentido, el presente Trabajo Fin de Máster se va a centrar en una tecnología innovadora para la climatización eficiente de edificios que, unida al continuo desarrollo de las energías renovables, ayude a revertir la situación climática actual. [3]

1.1.2 Contexto energético actual. Edificios

A pesar del gran éxito del Acuerdo de París, el mundo sigue dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles. Según la Agencia Internacional de la Energía, en 2018, el 81,3 % del suministro total de energía en el mundo provino de combustibles fósiles. Esta proporción no ha cambiado significativamente desde 1973, cuando los combustibles fósiles representaban el 86,7 %. [4]

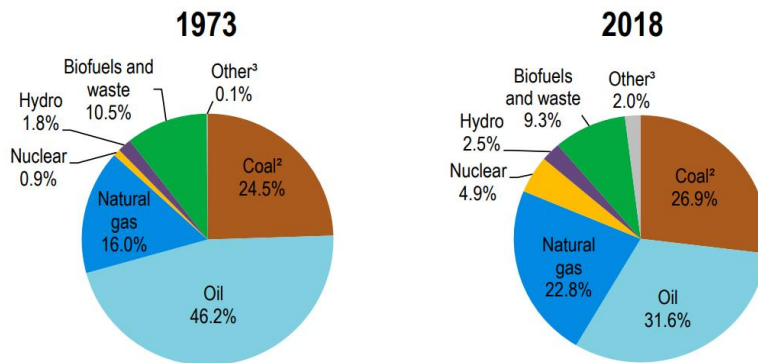


Figura 5. Suministro mundial de energía por fuente, en los años 1973 y 2018 (Mtoe). Fuente de datos: International Energy Agency (IEA) [4]

Además, el consumo mundial de energía aumenta año a año, es decir, es necesario consumir cada vez una mayor cantidad de recursos naturales para abastecer las necesidades energéticas del planeta. De hecho, el suministro total de energía se ha multiplicado por 2,6 desde 1971 a 2018, pasando de 5519 a 14282 Mtep [4].

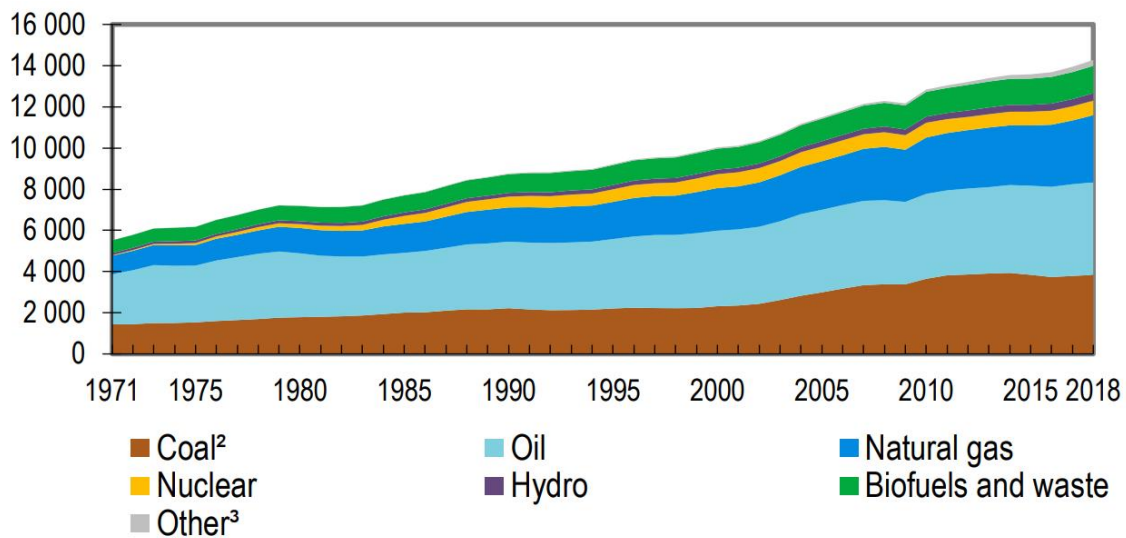


Figura 6. Evolución temporal del suministro mundial de energía por fuente, entre los años 1971 y 2018. Fuente de datos: International Energy Agency (IEA). [4]

Ante esta situación, resulta urgente tomar medidas en el ámbito energético para tratar de revertir una situación que no deja de empeorar. En este sentido, el trabajo actual se centra en las nuevas oportunidades tecnológicas para la calefacción, refrigeración, ventilación y ACS en edificios. Y es que el 33 % de la energía final consumida en todo el mundo corresponde al sector de las viviendas, que supone además el 55 % del consumo eléctrico total y el 28 % de las emisiones globales de CO₂. [5]

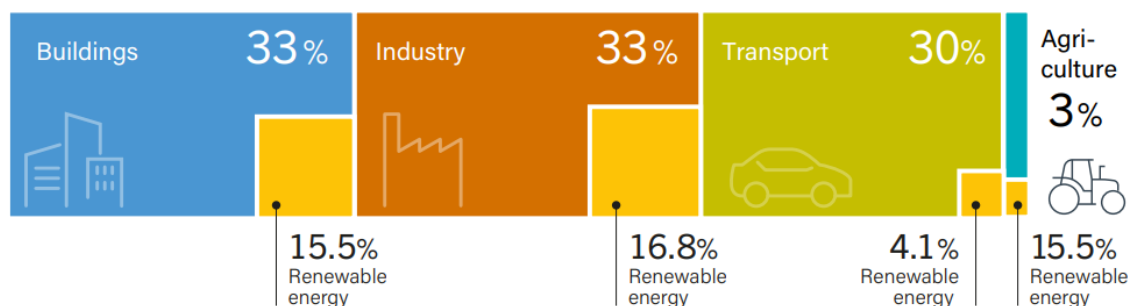


Figura 7. Energía total consumida y energía renovable, por sector, en 2020. Fuente de datos: REN21. [5]

Es fundamental realizar acciones rápidas y efectivas para reducir significativamente el consumo energético de los edificios. De hecho, esta se ha convertido en una de las principales prioridades de la Unión Europea, que ha impulsado medidas para implementar cambios en el ámbito edificatorio y que continuará haciéndolo de manera significativa en los próximos años. En primer lugar, se busca lograr una reducción del consumo energético a niveles considerablemente bajos, con el objetivo final de alcanzar un consumo de energía casi nulo.

En este sentido, los nuevos edificios están construidos teniendo en cuenta la sostenibilidad [6] y se están movilizando muchos recursos para rehabilitar la envolvente térmica de los edificios existentes [7]. De hecho, desde 2020 todos los nuevos edificios deben cumplir con el estándar de energía casi nula (nZEB).

1.1.3 Edificios de Consumo Casi Nulo (nZEB)

Los Edificios de Consumo Casi Nulo nZEB (nearly Zero Energy Building) son edificaciones que cumplen con un nivel muy alto de eficiencia energética y confort, y que tienen un consumo de energía muy bajo, procedente en su mayor parte de fuentes renovables in situ o del entorno. En la Unión Europea, la certificación de un edificio como nZEB se rige por la Directiva 2018/844/UE [6].

Los aspectos principales que se tienen en cuenta en dicha normativa para la certificación nZEB de una vivienda son los siguientes [8]:

- a) **Demanda energética muy baja.** El objetivo principal de una vivienda nZEB es conseguir un consumo energético muy bajo. Esto se logra con medidas de eficiencia energética como el aislamiento térmico adecuado (superaislamiento; colocación de ventanas y vidrios de altas prestaciones; control riguroso de puentes térmicos e infiltraciones de aire; etc.), con sistemas de climatización e iluminación eficientes y mediante un diseño arquitectónico optimizado (luz solar; análisis de soleamientos y sombreamientos; brisas predominantes; etc.)
- b) **Uso de energía renovable.** El autoconsumo a través de la generación eléctrica, in situ o en el entorno, con renovables y almacenamiento. Para ello se utilizan fuentes de energía renovable como paneles solares fotovoltaicos, bombas de calor, sistemas geotérmicos, biomasa, sistemas solares térmicos para el suministro de agua caliente sanitaria, sistemas de recuperación de calor residual, etc. [9]
- c) **Gestión inteligente de la energía.** Una nZEB utiliza sistemas de gestión de energía avanzados para controlar el uso de energía en el edificio y maximizar la eficiencia energética. Esto incluye un sistema de domótica integral en la vivienda: automatización y monitorización; control de iluminación, calefacción y refrigeración; sistemas de ventilación y recuperación de calor; detectores de presencia; acceso remoto y otros.
- d) **Alta calidad de vida.** A pesar de que una nZEB consume menos energía, no se compromete el nivel de confort interior de sus ocupantes. De hecho, puede proporcionar un ambiente interior más saludable y cómodo que un edificio convencional, gracias a una ventilación adecuada, temperaturas estables y una alta calidad del aire. [10]

Una economía sostenible y moderna no puede coexistir con una edificación y planificación urbana ineficientes. Por esta razón, la iniciativa de la Unión Europea de transformar todos los nuevos edificios en nZEB a partir de 2021 [6] se convierte no solo en una opción, sino en una necesidad para los propietarios. Esto implica adoptar técnicas y materiales que aseguren una reducción significativa del consumo energético, al mismo tiempo que proporcionen a los

ocupantes las condiciones necesarias para garantizar su seguridad, salud y confort.

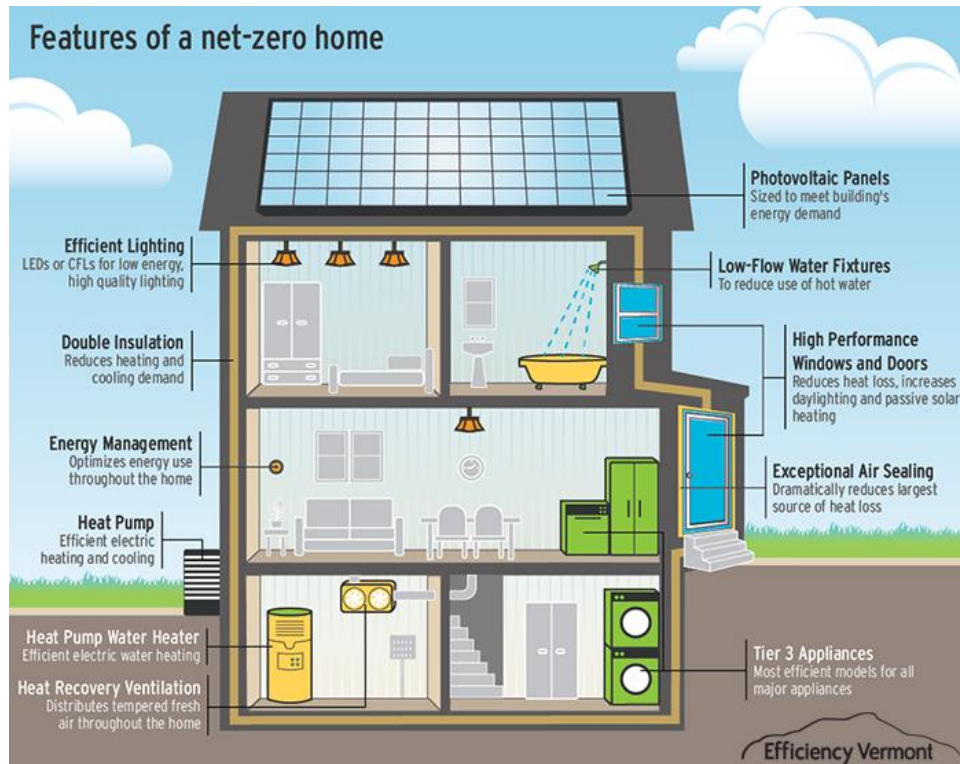


Figura 8. Esquema general de un edificio de consumo de energía casi nulo, nZEB. [11]

Estudio comparativo entre edificios nZEB y edificaciones que cumplen con los requisitos mínimos de eficiencia energética para nuevas construcciones [11]

Este estudio realizado por Maclay Architects [11] examina las implicaciones energéticas y financieras de la construcción según los estándares de Edificios de Consumo Casi Nulo (nZEB) en comparación con el Código Internacional de Conservación de Energía (IECC) [12], que establece los requisitos mínimos de eficiencia energética para nuevas construcciones.

Para ello, se analizan seis tipos de edificios de nueva construcción:

- Residencial unifamiliar
- Residencial dúplex
- Residencial cuádruple
- Oficinas abiertas
- Oficinas cerradas
- Oficina y fabricación ligera

CAPÍTULO 1. Estado del arte y objetivos.

La modelización energética de la carga del edificio fue realizada por Energy Balance utilizando Energy10, un modelo de simulación energética de edificios por horas. Cada tipo de edificio fue modelado para cumplir con el estándar de Edificios de Consumo Casi Nulo (nZEB) y con el Código Internacional de Conservación de Energía (IECC) por año. Los parámetros de los edificios y las condiciones de contorno del estudio aparecen recogidos en el informe [11].

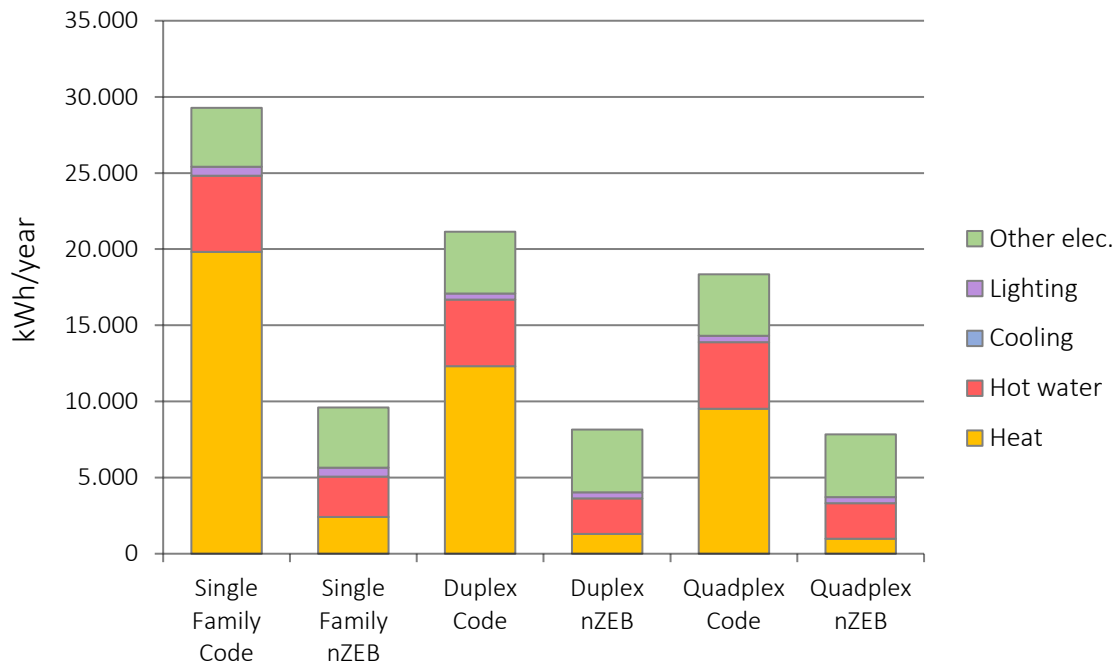


Figura 9. Uso de energía residencial anual modelado por tipo de vivienda. Fuente de datos: Maclay Architects. [11]

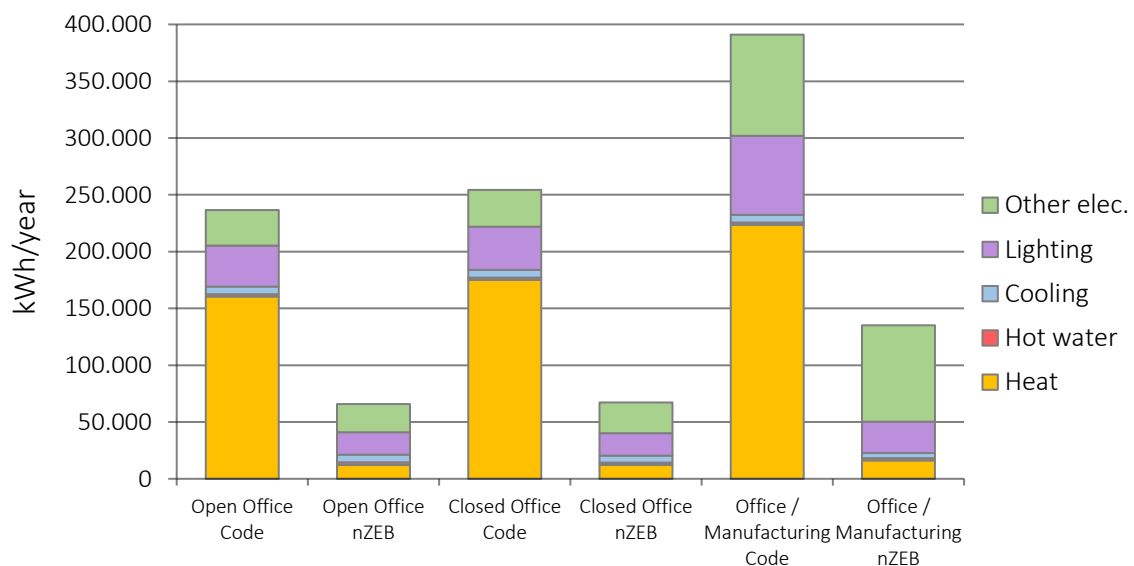


Figura 10. Uso de energía comercial anual modelado por tipo de empresa. Fuente de datos: Maclay Architects. [11]

Los resultados del estudio muestran que el ahorro energético global del edificio con el certificado de Edificio de Consumo Casi Nulo (nZEB) oscila entre un 57 %

y un 74 % con respecto al que se limita a cumplir con los requisitos mínimos de eficiencia energética para nuevas construcciones [11].

Además, para cada tipo de edificio, se introdujeron en una herramienta de análisis financiero el consumo anual de energía, las hipótesis de financiación y el gasto correspondiente al acondicionamiento de un edificio que cumple con los requisitos mínimos de eficiencia energética hasta convertirlo en edificio nZEB. El resultado del estudio financiero demuestra que la construcción de edificios nZEB es una inversión rentable desde el primer año sin descuentos ni incentivos, excepto en el caso del edificio de oficinas/fabricación, cuya inversión se recupera pasado el primer año [11].

1.1.4 Climatización de edificios

En este nuevo contexto edificatorio, la energía eléctrica juega un papel clave, gracias a la posibilidad de ser generada mediante tecnologías renovables, su capacidad de almacenamiento y flexibilidad en transporte, distribución y consumo. También por las posibilidades de descentralización. Se estima que en 2040 la energía eléctrica cubrirá el 40 % de las necesidades energéticas a nivel global [10], y en este contexto los edificios se sitúan en el centro del sistema al reunir en un mismo centro de consumo las características del modelo energético sostenible.

La descarbonización, por otra parte, implica dejar de instalar y sustituir las calderas de combustibles fósiles existentes, lo que nos lleva al fomento de la instalación de bombas de calor en edificios.

Alrededor del 75 % de la energía final consumida en las viviendas, y sus emisiones asociadas, está relacionada con la climatización y el agua caliente sanitaria. El 25 % restante corresponde a la electricidad utilizada para los electrodomésticos, la iluminación y otros servicios dependientes de electricidad (excluidos la calefacción y la refrigeración). [5]

Además, la electricidad suministra una parte cada vez mayor de la calefacción de los edificios del mundo, estimada en un 14,2 % de las necesidades totales de calefacción en el año 2021. Una parte de esa electricidad se emplea para alimentar bombas de calor que permiten aprovechar la energía ambiental (normalmente del aire exterior, pero también de fuentes subterráneas y de agua) y emplearla para la calefacción y refrigeración de las viviendas. [5]

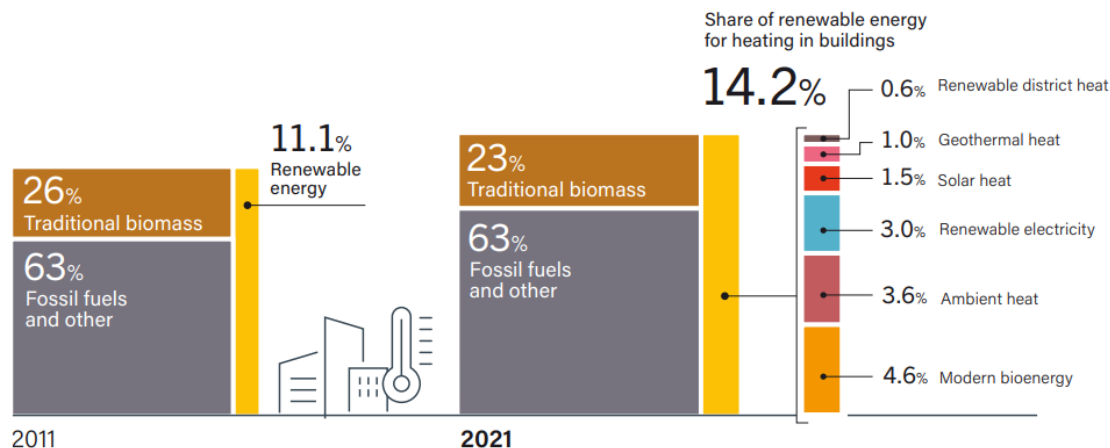


Figura 11. Energía consumida para climatización, por fuente, 2011 y 2021. Fuente de datos: REN21. [5]

Y es que, hoy en día, muchas de las formas de calentar los edificios de todo el mundo -viviendas, oficinas, escuelas y fábricas- siguen dependiendo de los combustibles fósiles, sobre todo del gas natural. La actual crisis energética mundial recuerda la urgencia de adoptar métodos de calefacción más asequibles, fiables y limpios.

En este contexto, las bombas de calor, que pueden suministrar calefacción de forma eficiente a edificios e industrias, son una tecnología clave para que la calefacción sea más segura y sostenible. Su coste es cada vez más competitivo y despiertan el interés de un número creciente de gobiernos, empresas y consumidores de todo el mundo.

El uso mundial de energía procedente de bombas de calor creció un 26 % entre 2011 y 2021, y en la actualidad, proporciona alrededor del 10 % de la calefacción de viviendas. Como una tecnología comprobada para descarbonizar la climatización, se prevé que la capacidad mundial de las bombas de calor aumente de 1.000 GW en 2021 a casi 2.600 GW en 2030 en este escenario. Esto implica que su participación en las necesidades totales de calefacción en edificios pasará de aproximadamente una décima parte a casi una quinta parte. [13]

1.1.5 Bomba de calor

Una bomba de calor utiliza una tecnología similar a la de un frigorífico o un sistema de aire acondicionado. Su funcionamiento se basa en extraer calor de una fuente, como el aire circundante, la energía geotérmica almacenada en el suelo, fuentes de agua cercanas o el calor residual de una fábrica. Luego, amplifica y transfiere ese calor al lugar donde se necesita.

La eficiencia de las bombas de calor es notablemente superior a la de las tecnologías de calefacción convencionales, como calderas o calentadores eléctricos, ya que la mayor parte del calor se transfiere en lugar de generarse. Esto se traduce en un funcionamiento más económico. En general, la producción de energía en forma de calor es varias veces superior a la energía necesaria para alimentar la bomba de calor, que normalmente se obtiene de la electricidad. Por ejemplo, el coeficiente de rendimiento (COP) de una bomba de calor doméstica típica es de aproximadamente cuatro, lo que significa que la producción de energía es cuatro veces mayor que la energía eléctrica utilizada para hacerla funcionar. Esta eficiencia hace que los modelos actuales sean entre 3 y 5 veces más eficientes energéticamente que las calderas de gas. [13]

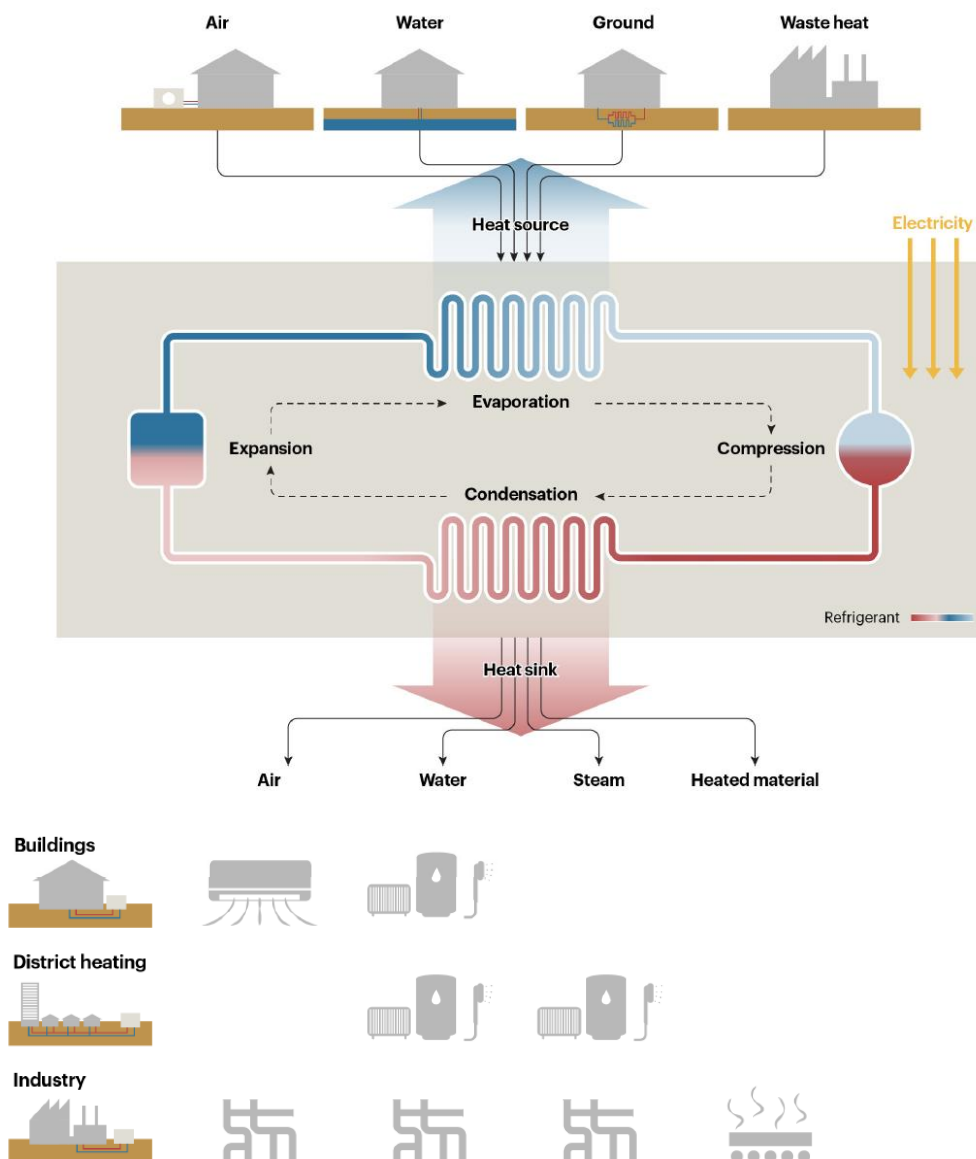


Figura 12. Esquema general del funcionamiento de una bomba de calor que aprovecha diferentes fuentes de calor (aire, agua, calor geotérmico y calor residual) para suministrar aire caliente, agua o vapor, o para calentar materiales. [13]

CAPÍTULO 1. Estado del arte y objetivos.

La bomba de calor propiamente dicha consta de un compresor, que mueve un refrigerante a través de un ciclo de refrigeración, y un dissipador de calor, que extrae el calor que previamente se ha absorbido de la fuente a través de otro intercambiador de calor.

En los edificios, el calor se suministra mediante aire forzado o sistemas hidrónicos, como radiadores o calefacción por suelo radiante. Las bombas de calor también pueden conectarse a un depósito para producir agua caliente sanitaria o aportar flexibilidad a los sistemas hidrónicos. Además de proporcionar calefacción, muchas bombas de calor también ofrecen la capacidad de refrigeración, eliminando así la necesidad de un sistema de aire acondicionado independiente.

En la industria, las bombas de calor se utilizan para suministrar aire caliente, agua o vapor, o para calentar directamente materiales. Las bombas de calor a gran escala en aplicaciones comerciales o industriales o en redes de calefacción urbana requieren temperaturas de entrada más altas que en las aplicaciones residenciales, que pueden proceder del calor residual de procesos industriales o de aguas residuales.

1.1.6 Bomba de calor por compresión de vapor. Refrigerantes

Las bombas de calor basadas en compresión de vapor son mayoritarias en el mercado, proporcionando la mayoría de la refrigeración del espacio y una cantidad sustancial de calefacción, debido a su madurez, confiabilidad y alta eficiencia. Su funcionamiento se basa en un circuito cerrado de un fluido de trabajo (refrigerante) que se comprime, condensa, expande y evapora, bombeando calor de un depósito de frío (evaporador) a uno más caliente (condensador). Su funcionamiento es equivalente al de una máquina frigorífica.

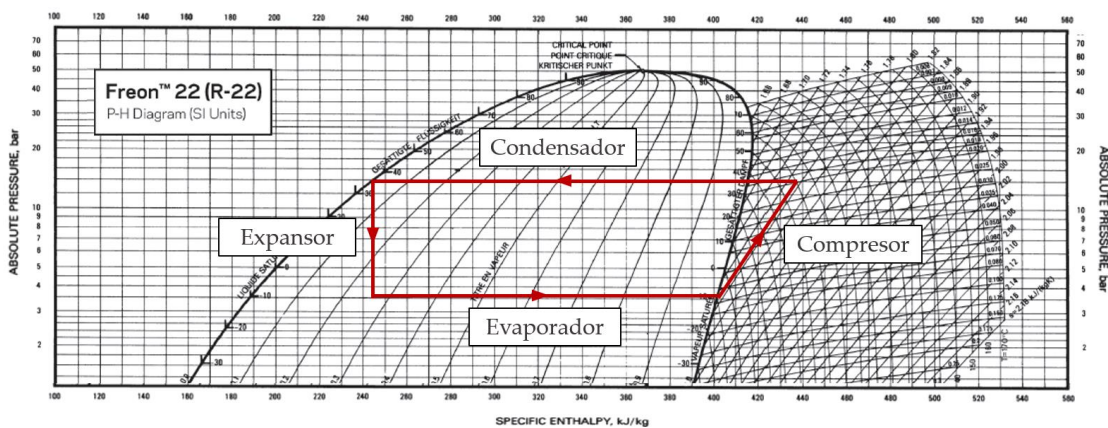


Figura 13. Diagrama básico presión - entalpía de una máquina frigorífica que usa R-22 como refrigerante.

La principal ventaja de las bombas de calor en comparación con otras tecnologías de calefacción es su potencial para reducir la emisión de gases de efecto invernadero, especialmente cuando la electricidad necesaria para alimentarlas se genera a partir de fuentes de energía renovables. No obstante, existe también un problema ambiental relacionado con las bombas de calor que emplean el ciclo de compresión de vapor, y tiene que ver con el uso de refrigerantes.

Los tipos de fluidos refrigerantes más empleados actualmente en las bombas de calor son los hidrofluorocarburos (HFC), que representan más del 85 % de la producción mundial de refrigerantes [14], pero que tienen un alto potencial de calentamiento global (GWP). Tal es su influencia a nivel global, que solo los fluidos refrigerantes representan aproximadamente el 2,4 % de las emisiones de gases de efecto invernadero [15]. Además, es altamente probable que estas emisiones experimenten un incremento en los próximos años, en un escenario en el que el uso de las bombas de calor sea mucho más extendido. Ante este panorama, la Unión Europea ha limitado de forma gradual la disponibilidad de los HFC hasta 2030 y ha propuesto prohibir los fluidos refrigerantes con GWP superior a 150 para bombas de calor y aparatos de aire acondicionado en el ámbito doméstico [16].

Las emisiones de gases a la atmósfera se producen durante la fabricación de los gases, durante la fabricación del ciclo de refrigeración (como en una bomba de calor) y debido a las fugas durante el uso de la máquina y su desmantelamiento. Las emisiones de las bombas de calor pueden reducirse mediante un mantenimiento regular y un desmantelamiento adecuado y realizando el reciclaje cuando corresponda [17]. Sin embargo, es complejo estructurar sistemas de mantenimiento de bombas de calor y procesado de fluidos refrigerantes a nivel mundial.

Category	Refrigerant	GWP	Flammability	TFA yield
Conventional HFC	R-410a	2 088	Non-flammable (A1)	0%
	R-134a	1 430		7-20%
Hydrocarbon (HC)	R-290 (Propane)	≤3	Higher flammability (A3)	0%
	R-1270 (Propene)			
	R-600 (Butane)			
	R-691 (Pentane)			
Lower-GWP HFC	R-32	675	Lower flammability (A2L)	0%
HFC/HFO blend	R-454B	490	Lower flammability (A2L)	30%
HFO	R-1234yf	4	Lower flammability (A2L)	100%
	R-1234ze	<1		<10%
CO ₂	R-744 (Carbon dioxide)	1	Non-flammable (A1)	0%

Figura 14. Refrigerantes convencionales y alternativos en bombas de calor para el ámbito doméstico. Fuente: IEA. [13]

CAPÍTULO 1. Estado del arte y objetivos.

Las soluciones disponibles son nuevas mezclas con un menor daño sobre el cambio climático, pero presentan inconvenientes relevantes. Por un lado, las utilizadas en pequeñas unidades residenciales son ligeramente inflamables. Por otro, se plantea en el sector industrial el uso de refrigerantes naturales como el propano y el butano, que son altamente inflamables; el amoníaco, que es tóxico; o el dióxido de carbono, que requiere alta presión de funcionamiento y pérdida de eficiencia debido a su funcionamiento en transcrito.

Otro de los inconvenientes adicionales asociados a las bombas de calor basadas en la compresión de vapor es su capacidad de adaptación a la producción de agua caliente sanitaria. Este desafío implica superar saltos térmicos considerables, lo que tiene como resultado una disminución en su rendimiento. Esta cuestión se convierte en un problema especialmente relevante en los nuevos edificios diseñados con estándares de alta eficiencia energética, donde la reducción de la demanda de calefacción implica que se requiera una mayor potencia para la producción de agua caliente sanitaria que para la calefacción propiamente dicha.

Actualmente, los sistemas de bombas de calor por compresión de vapor son ampliamente dominantes en el mercado, siendo los responsables de la mayor parte de la climatización de edificios. Esto se debe a su larga trayectoria, confiabilidad y capacidad para lograr altos niveles de eficiencia. No obstante, existen otras tecnologías para la climatización de viviendas que no hacen uso de la compresión de vapor. De hecho, según estudios enmarcados en el escenario de Desarrollo Sostenible, se prevé que este tipo de tecnologías que no emplean fluidos refrigerantes experimenten un notable aumento para el año 2030 [18].

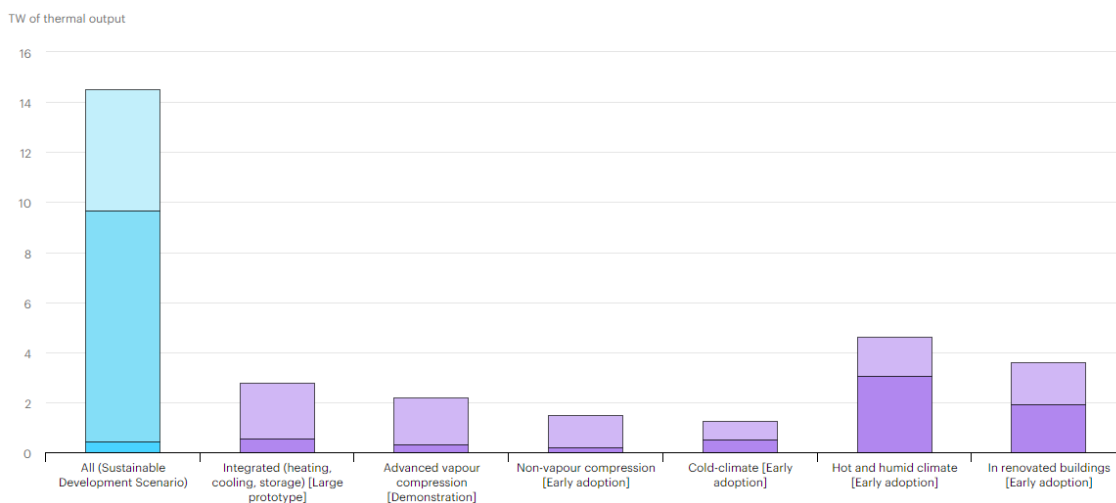


Figura 15. Distribución de la tecnología en bombas de calor por segmento de mercado en el escenario de Desarrollo Sostenible para el año 2030 y porción no desplegada si la innovación se retrasa. Fuente: IEA. [18]

En este marco se sitúa el presente trabajo, que pretende desarrollar un sistema novedoso de bomba de calor haciendo uso de la termoelectricidad. La solución planteada aquí no requiere de refrigerantes para su funcionamiento, evitando el impacto que estos tienen en la atmósfera. Además, esta propuesta trabaja perfectamente en colaboración con la producción de ACS y reduce inteligentemente los saltos térmicos para mejorar su eficiencia, a través de la disposición en cascada de varios dispositivos termoeléctricos para el bombeo de calor.

1.2 ESTADO DEL ARTE

La termoelectricidad es la rama de la termodinámica superpuesta a la electricidad donde se estudian aquellos fenómenos en los que existe interacción entre el calor y la electricidad.

Se trata del fundamento teórico en el que se apoya una tecnología que despierta un gran interés en el mercado energético actual, gracias a la multitud de ventajas que ofrece en la climatización de edificios: alimentación a través de energía eléctrica; no emplea fluidos refrigerantes; ausencia de partes móviles lo que reduce considerablemente su mantenimiento; tecnología compacta y robusta; ausencia de vibraciones y ruidos; amplio rango de regulación de potencia térmica y gran precisión en temperatura de consigna; gran potencial en la integración con paneles fotovoltaicos y almacenamiento eléctrico en corriente continua a nivel edificio.

1.2.1 Historia de la termoelectricidad

En el año 1821, el físico alemán Thomas Johann Seebeck formó un circuito cerrado uniendo dos alambres con dos materiales distintos: cobre y bismuto. Al calentar una de las dos uniones, manteniendo la otra a temperatura ambiente, descubrió que se originaba un campo magnético en las inmediaciones de los alambres, lo que se ponía de manifiesto en la desviación que se producía en la aguja de una brújula.

Seebeck hizo unas deducciones incorrectas, afirmando que "el gradiente de temperaturas provoca la magnetización de los metales" y que "el campo magnético terrestre es producido por la diferencia de temperaturas existente entre el ecuador y los polos". Nunca llegó a creer que el campo magnético era una

consecuencia directa de la aparición de una corriente eléctrica, en gran parte, debido a su enemistad con su contemporáneo Oersted, quien descubrió en 1812 la interacción existente entre una aguja imantada y un circuito eléctrico simple.

Posteriormente, en 1834, el físico francés Peltier descubrió el fenómeno inverso al descubierto por Seebeck, es decir, al hacer pasar una corriente eléctrica a través de un circuito cerrado formado por dos alambres de diferentes materiales, por una de las dos uniones se cedía calor y por la otra, se absorbía. Desde un punto de vista teórico, se trataba de la primera máquina frigorífica, ya que permitía extraer calor desde un foco frío hacia un foco caliente, con su consiguiente consumo energético. Así, el calor absorbido por el foco caliente sería la suma de la energía eléctrica aportada y el calor cedido por el foco frío (Figura 16).

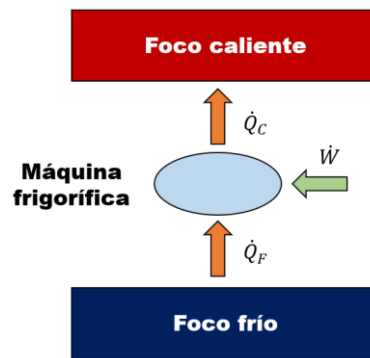


Figura 16. Esquema básico de una máquina frigorífica.

A mediados del siglo XIX, concretamente en el año 1857, se publicó el estudio elaborado por el matemático y físico William Thomson. Dentro del campo de la termodinámica, Thomson colaboró con Joule para estudiar los procesos irreversibles en sistemas termodinámicos, descubriendo el conocido efecto Thomson. Este fenómeno explicaba la absorción o liberación de calor por parte de un conductor eléctrico en presencia de un gradiente de temperaturas, por el cual circula una corriente eléctrica.

Ya en 1885, el físico inglés Rayleigh planteó la posibilidad de emplear dispositivos termoeléctricos como generadores de corriente eléctrica. Sin embargo, pese a que conocía el comportamiento de los fenómenos termoeléctricos, su desarrollo como generador de corriente o para refrigeración se vio frenado por los escasos rendimientos que se obtenían.

En la década de 1960, tras el gran avance tecnológico que supuso la incorporación de los materiales semiconductores, los investigadores realizaron pronósticos optimistas considerando que la inclusión de este tipo de materiales a la

termoelectricidad mejoraría los bajos rendimientos que se habían conseguido anteriormente. Sin embargo, este hecho no logró mejorar la eficiencia energética a los valores que se preveían por dos razones. En primer lugar, hay que señalar que tras el gran impulso que supuso la incorporación de los materiales semiconductores, la evolución de estos fue más lenta de lo esperado. Y, en segundo lugar, debido a que el módulo termoeléctrico suministraba una elevada potencia en una pequeña superficie, por lo que resultaba difícil disipar el calor de manera eficiente, provocando una disminución del rendimiento de la pastilla.

Como consecuencia, la mayor parte de aplicaciones termoeléctricas que han ido desarrollándose desde hace más de 30 años han sido para el campo militar [19], donde tienen una mayor importancia la robustez y precisión que la eficiencia o el coste. En el mercado civil actual, la refrigeración termoeléctrica se emplea en aplicaciones de medicina, aparatos científicos y en dispositivos en los que la potencia de refrigeración es muy pequeña y de puntual aplicación.

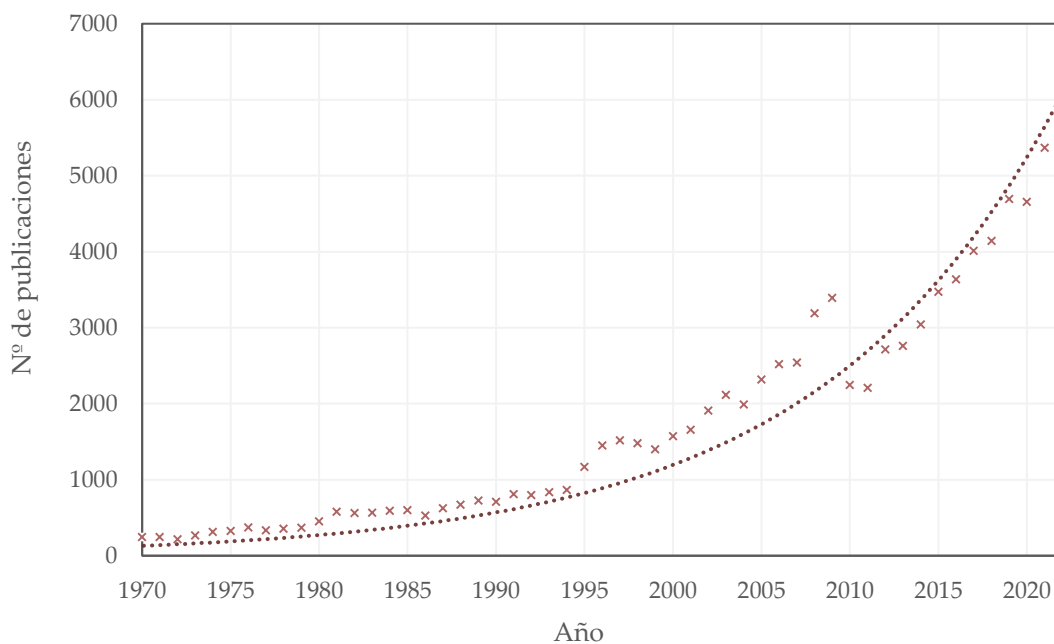


Figura 17. Número de publicaciones que se registran en el campo de la termoelectricidad por año. Fuente: Web of Science. [20]

Durante los últimos años el interés por la termoelectricidad ha aumentado considerablemente, como indica el número de publicaciones anuales que se registran sobre este campo en la base de datos de Web of Science [20]. No obstante, el aumento del rendimiento de los módulos termoeléctricos, principal problema de esta tecnología, depende en mayor medida del desarrollo de materiales que del diseño térmico.

1.2.2 Efectos termoeléctricos

A continuación, se describen brevemente las ecuaciones que gobiernan los fenómenos termoeléctricos: efecto Joule, Seebeck, Peltier y Thomson [21] [22].

Efecto Joule

Es la interacción más conocida entre un fenómeno eléctrico y térmico. Joule demostró que la materia ofrece resistencia al movimiento de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno como consecuencia de los sucesivos choques. La expresión que rige dicho fenómeno viene dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{Joule}} = R_0 \cdot I^2 \quad (1)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{Joule} : Flujo de calor disipado por el efecto Joule (W)
- R_0 : Resistencia eléctrica del material conductor (Ω)
- I : Intensidad de corriente eléctrica (A)

Efecto Seebeck

Seebeck descubrió que, en un circuito formado por dos metales distintos homogéneos, A y B, con dos uniones a diferente temperatura, T y $T + \Delta T$, aparece una corriente eléctrica, J , o bien, si se abre el circuito, una fuerza electromotriz, E_{AB} , que depende de los metales utilizados en la unión y de la diferencia de temperatura entre las dos uniones.

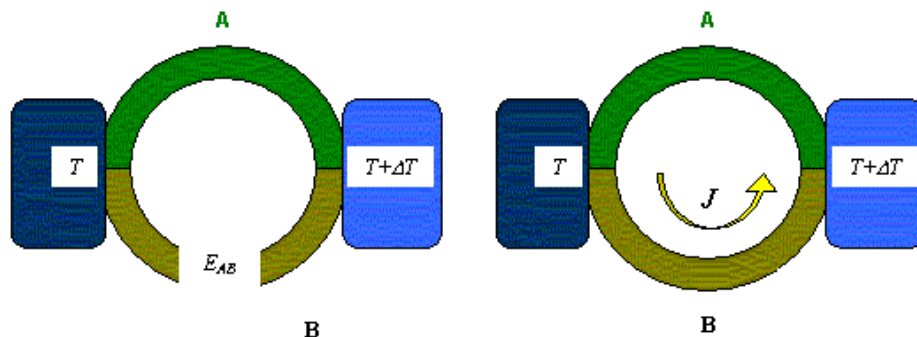


Figura 18. Esquema del circuito a través del cual se explica el efecto Seebeck. [21]

La relación entre la fuerza electromotriz y la diferencia de temperaturas define el coeficiente de Seebeck:

$$\alpha_{AB} = \frac{dE_{AB}}{dT} = \alpha_A - \alpha_B \quad (2)$$

Siendo:

- α_{AB} : Coeficiente de Seebeck ($V \cdot K^{-1}$)
- E_{AB} : Fuerza electromotriz entre las uniones (V)
- dT : Diferencia de temperaturas entre las uniones (K)
- α_A, α_B : Coeficientes de Seebeck de los materiales A y B ($V \cdot K^{-1}$)

$\alpha_A(T)$ y $\alpha_B(T)$ son respectivamente las potencias termoeléctricas absolutas de A y B, y son características de cada metal. En general, α_{AB} no es constante, sino que depende de la temperatura, T .

Efecto Peltier

El efecto Peltier consiste en el enfriamiento o calentamiento de la unión entre dos conductores de distinto material al hacer circular una corriente eléctrica por ellos. La potencia calorífica intercambiada en la unión entre los materiales A y B es función de la composición y temperatura de la unión, y de la intensidad de la corriente eléctrica.

$$\dot{Q}_P = \pm \pi_{AB} \cdot J = \pm J \cdot T \cdot (\alpha_B - \alpha_A) \quad (3)$$

Siendo:

- \dot{Q}_P : Flujo de calor intercambiado por el efecto Peltier (W)
- π_{AB} : Coeficiente de Peltier (V)
- J : Intensidad de la corriente eléctrica (A)
- T : Temperatura absoluta (K)
- α_A, α_B : Coeficientes de Seebeck de los materiales A y B ($V \cdot K^{-1}$)

Efecto Thomson

El efecto Thomson consiste en la absorción o liberación de calor por parte de un conductor eléctrico homogéneo, con una distribución de temperaturas no homogénea, por el que circula una corriente eléctrica.

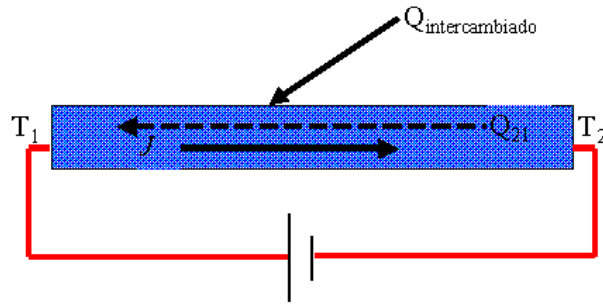


Figura 19. Esquema del circuito a través del cual se explica el efecto Thomson. [21]

Así, el flujo neto de potencia calorífica intercambiada por unidad de volumen viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{q}_T = \frac{J^2}{\rho} + \sigma \cdot \nabla T \cdot J \quad (4)$$

Siendo:

- \dot{q}_T : Flujo de calor intercambiado por el efecto Thomson ($W \cdot m^{-3}$)
- J : Intensidad de la corriente eléctrica ($A \cdot m^{-2}$)
- ρ : Resistividad eléctrica ($\Omega \cdot m$)
- σ : Coeficiente Thomson ($V \cdot K^{-1}$)
- ∇T : Gradiente de temperatura en el conductor (K)

1.2.3 Módulo termoeléctrico

Un módulo termoeléctrico, también conocido con el nombre de célula Peltier, es un dispositivo electrónico que, basándose en los efectos termoeléctricos explicados en el apartado anterior, permite transformar la energía eléctrica en un flujo de calor que circula por su interior, y a la inversa, transformando una diferencia de temperaturas entre sus caras en electricidad.

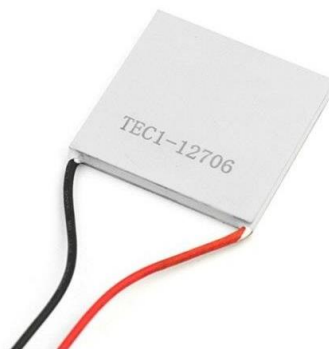


Figura 20. Célula Peltier cerámica modelo TEC1-12706. [23]

La estructura interna del módulo termoeléctrico está compuesta por pellets de semiconductores fabricados de telururo de bismuto tipo N y tipo P [24]. Esta matriz de pellets se encuentra conectada en serie eléctricamente, y térmicamente en paralelo. Además, el módulo tiene colocadas dos placas cerámicas que sirven como aislante eléctrico y también, tienen la función de maximizar la transferencia de calor entre sus caras.

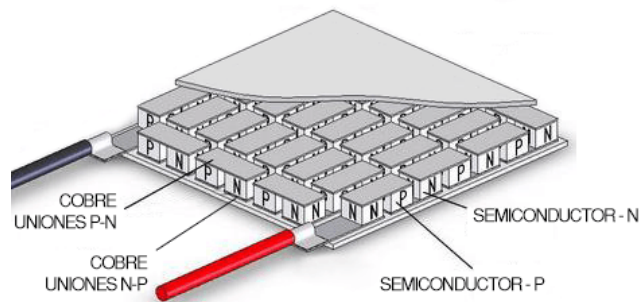


Figura 21. Esquema de la estructura interna de un módulo termoeléctrico. [25]

Dentro de las ventajas que presentan los módulos termoeléctricos se pueden citar las siguientes: son simples, compactos y fiables; no requieren de apenas mantenimiento; no tienen partes móviles; son silenciosos; permiten controlar la temperatura con precisión y son una fuente limpia de refrigeración y de generación eléctrica [23].

Por otro lado, los principales inconvenientes con los que cuentan son los siguientes: tienen una baja eficiencia de conversión y, además, en generación eléctrica, se requiere de una diferencia de temperaturas constante para evitar fluctuaciones de potencia.

1.2.4 Aplicaciones de la refrigeración termoeléctrica en el mercado

Como se ha comentado anteriormente, una célula Peltier puede emplearse tanto para refrigeración y calefacción, en caso de suministrar energía eléctrica al módulo, como para generación eléctrica, si se consigue una diferencia de temperaturas entre las dos caras cerámicas del módulo.

El enfriamiento termoeléctrico es la aplicación en la que más se utilizan este tipo de dispositivos, para refrigerar componentes como los procesadores de los ordenadores, en frigoríficos de pequeño tamaño, para mantener la temperatura controlada en equipamiento médico, en asientos de coche calefactables, etc.



Figura 22. Disipador de componentes electrónicos. [26]



Figura 23. Frigorífico portátil. [27]



Figura 24. Refrigerador equipamiento médico. [28]

Sin embargo, en este trabajo, la refrigeración termoeléctrica va a ser implementada en una aplicación todavía inédita para esta tecnología: la climatización total de edificios a través de una bomba de calor termoeléctrica. Para ello, se propone el uso de varios dispositivos termoeléctricos para el bombeo de calor que, dispuestos en una unidad compacta, sean capaces de satisfacer las necesidades de ventilación, climatización y ACS de una vivienda.

1.2.5 Bomba de calor termoeléctrica (THP)

Una bomba de calor termoeléctrica (thermoelectric heat pump, THP) es una bomba de calor basada en la física del estado sólido. Se compone de módulos termoeléctricos (TEM) que se intercalan entre intercambiadores de calor para transferir calor desde un foco frío a un foco caliente, consumiendo energía eléctrica. De esta forma y gracias a la termoelectricidad, se pueden solucionar los dos problemas principales de las bombas de calor basadas en la compresión de vapor, y que se han mencionado en el Apartado 1.1.6.

Por un lado, cuando se suministra energía eléctrica a un TEM, se produce una absorción de calor en un lado y una generación de calor en el otro, basados en el efecto Peltier. Es decir, un TEM es una máquina térmica donde los electrones actúan de fluido de trabajo, por lo que no requiere de partes móviles ni de refrigerantes. Esto hace que se anulen las emisiones de gases de efecto invernadero directamente. Unido a esto, una THP es más robusta (menos mantenimiento), compacta y silenciosa que las máquinas basadas en compresión de vapor, lo que explica su utilización histórica en entornos delicados, como los sistemas incluidos en submarinos nucleares [19] o en aplicaciones donde se requiere un control muy preciso de la temperatura [29]. Esto último se consigue debido a su gran capacidad de regulación en cuanto al control de la energía eléctrica de alimentación, siendo esta además en forma de corriente continua, lo que permite una hibridación perfecta con la tecnología solar fotovoltaica.

Por otro lado, es bien conocido que toda bomba de calor (ya sea basada en compresión de vapor o en termoelectricidad) ve reducido su COP conforme los focos térmicos se encuentran a mayor diferencia de temperatura. Este es uno de los mayores problemas que surgen cuando se diseña un sistema para proporcionar climatización y ACS de manera simultánea. El COP aumenta si se realiza el bombeo de calor desde el foco frío al caliente en varias etapas. Esto encarece notablemente la instalación, complica el diseño y sobre todo el control en bombas de calor basadas en compresión de vapor. Sin embargo, el desarrollo de sistemas en cascada es más sencillo y económico de implementar en THP, no solo en lo que respecta a la fabricación, sino también sobre la operación y control de las etapas.

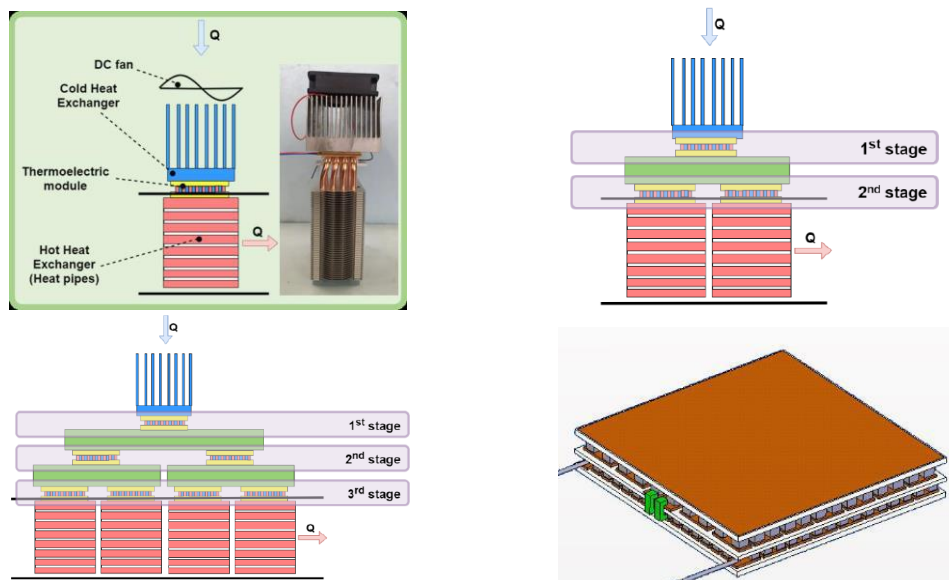


Figura 25. Configuraciones THP. a) Etapa simple, b) Etapa doble en cascada, c) Etapa triple en cascada, d) TEM en cascada

El número de TEMs aumenta desde el foco frío al caliente, ya que las etapas intermedias deben bombear el calor proveniente de etapas anteriores más el consumo de energía eléctrica. Además, se deben agregar nuevos intercambiadores de calor intermedios a los de los extremos. El control es total, ya que se puede alimentar cada módulo de manera independiente, controlando el salto térmico con mucha exactitud.

Es necesario señalar que la propuesta de la bomba de calor termoeléctrica tiene un carácter claramente innovador y pretende ser un avance muy importante en el conocimiento científico actual. La investigación científica sobre THP en cascada es minúscula en la actualidad. Todos los artículos sobre este tema presentan la evaluación del rendimiento solo desde un punto de vista computacional [30], [31], [32], [33], concluyendo algo ya indicado hace años, a

saber, que tanto la potencia térmica como el COP de una THP en cascada dependen de múltiples parámetros: número de termopares, área de termopar, longitud del termopar, relación de número de termopares entre etapas, resistencia térmica de los intercambiadores de calor, conexión eléctrica de etapas (en serie o en paralelo), tensión total aplicada y relación de tensión entre etapas.

Resaltar que la única referencia internacional existente sobre la aplicación experimental en un prototipo con sistemas THP en cascada es la tesis doctoral llevada a cabo por Sergio Díaz de Garayo [34]. En ella se ha desarrollado una THP que actúa sobre el sistema de ventilación de un edificio de 80 m² en la comarca de Pamplona (España), y es capaz de proporcionar calefacción/refrigeración para alcanzar las condiciones de confort tanto en verano como en invierno. Y lo que es más importante, se ha demostrado que el consumo de este sistema es tan cercano (aun ligeramente superior) al que se consigue con una bomba de calor basada en compresión de vapor, que su instalación requiere de un solo panel fotovoltaico más que los requeridos por una bomba de calor de compresión de vapor.

La investigación ha sido sustentada por un estudio experimental profundo mediante la construcción de varios prototipos y su experimentación, y sobre todo por la publicación de 6 artículos en revistas científicas de muy alto impacto [35], [36], [37], [38], [39], [40]. Este profundo conocimiento científico ha dado pie a desarrollar una THP completa para una vivienda, donde las mejoras propuestas (THP en cascada, integración de ACS y suelo radiante/refrescante, estrategias de control, recirculación) puedan llevar a una solución que sea competitiva a las bombas de calor basadas en compresión de vapor en el ámbito de la climatización de edificios.

1.3 MOTIVACIÓN

En la actualidad, uno de los problemas que se tiene que afrontar con mayor urgencia está relacionado con la situación climática del planeta. Las temperaturas de los últimos años han sido las más cálidas registradas y, en cuanto a las concentraciones de gases de efecto invernadero, las concentraciones de dióxido de carbono y metano han alcanzado su máximo histórico desde que se tienen datos.

A pesar del gran éxito del Acuerdo de París, el mundo sigue dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles. De hecho, más del 80 % del suministro total de energía en el mundo proviene actualmente de este tipo de fuente. Además, el consumo mundial de energía aumenta año a año, es decir, es necesario consumir cada vez una mayor cantidad de recursos naturales para abastecer las necesidades energéticas del planeta.

En cuanto al sector edificaciones, una tercera parte de la energía final consumida en todo el mundo corresponde a la climatización de viviendas, lo que supone el 28 % de las emisiones globales de CO₂. Ante esta situación, la Unión Europea ha lanzado una iniciativa por la que todos los nuevos edificios a partir de 2021 deben estar contruidos bajo el estándar de Edificios de Consumo Casi Nulo (nZEB). Se trata de un nuevo estilo de edificación que cumple con niveles muy altos de eficiencia energética y que tiene un consumo de energía muy bajo, procedente en su mayor parte de fuentes renovables in situ o del entorno.

En este nuevo contexto edificatorio, la energía eléctrica juega un papel clave, gracias a la posibilidad de ser generada mediante tecnologías renovables, su capacidad de almacenamiento y flexibilidad en transporte, distribución y consumo. La descarbonización, por otra parte, implica dejar de instalar y sustituir las calderas de combustibles fósiles existentes, lo que lleva al fomento de la instalación de bombas de calor en edificios.

Actualmente, los sistemas de bombas de calor basados en la compresión de vapor son ampliamente dominantes en el mercado, siendo los responsables de la mayor parte de la climatización de edificios. Esto se debe a su larga trayectoria, confiabilidad y capacidad para lograr altos niveles de eficiencia. Sin embargo, este tipo de sistemas cuentan con dos inconvenientes. El primero tiene que ver con el uso de refrigerantes, mayoritariamente hidrofluorocarburos (HFC), y es que su disponibilidad se va a reducir gradualmente, motivado por el alto

potencial de calentamiento atmosférico (GWP). El segundo de los inconvenientes es la disminución del rendimiento de las bombas de calor por compresión de vapor al adaptarse a la producción de ACS, lo que supone salvar elevados saltos térmicos.

Con todo esto, a través de este trabajo se propone el uso de una nueva tecnología basada en la disposición en cascada de varios dispositivos termoeléctricos para el bombeo de calor que, sean capaz de satisfacer las necesidades de ventilación, climatización y ACS de una vivienda. Los beneficios de esta tecnología son:

- a) Producción de calor distribuida: no es necesario disponer una sala de calderas centralizada.
- b) Unidad compacta: en una única unidad se proporciona ventilación, climatización y ACS en una vivienda.
- c) Alta eficiencia: se esperan altos niveles de eficiencia energética, gracias al bombeo de calor termoeléctrico en etapas.
- d) No precisa de refrigerantes: reducción del impacto sobre la atmósfera.
- e) Ausencia de vibraciones y ruidos ya que no emplea compresores.
- f) Tecnología compacta, robusta y nulo mantenimiento: la ausencia de partes móviles reduce considerablemente el peligro de avería.
- g) Amplio rango de regulación de potencia térmica y de precisión en temperaturas de consigna.
- h) Potencial integración con paneles fotovoltaicos.

El presente Trabajo Fin de Máster se enmarca dentro del proyecto HEAT POWER BOX, un proyecto llevado a cabo por la Universidad Pública de Navarra (UPNA) en colaboración con el Centro Nacional de Energías Renovables (CENER) y financiado por el Departamento de Universidad, Innovación y Transformación Digital del Gobierno de Navarra.

El proyecto está dirigido por Álvaro Martínez (IP), David Astrain (coIP) y Sergio Díaz de Garayo (coIP), los dos primeros, también directores del presente Trabajo Fin de Máster. Resaltar que la única referencia internacional existente sobre la aplicación experimental en un prototipo con sistemas THP en cascada es precisamente la tesis doctoral realizada por Sergio Díaz de Garayo. De hecho, es este profundo conocimiento previo el que ha dado pie a este proyecto, cuyo objetivo final es crear una unidad termoeléctrica compacta que satisfaga todas las necesidades de climatización de un edificio, y la comprobación final de sus prestaciones para una vivienda piloto en Pamplona.

1.4 OBJETIVOS

El objetivo final del proyecto es crear una bomba de calor termoeléctrica del tamaño de un frigorífico, que incluya el sistema de ventilación de la vivienda, así como la producción y almacenamiento de calor para calefacción y ACS, pudiendo funcionar también en modo refrigeración durante el verano. Este novedoso sistema de climatización es desarrollado para tratar de alcanzar la descarbonización total en entornos de viviendas de bajo consumo energético.

Entre los objetivos específicos del proyecto se pueden destacar:

- a) Desarrollar y validar un modelo de simulación que permita dimensionar en primera instancia, y después optimizar el diseño de la unidad, respondiendo a las demandas de ventilación, ACS, calefacción y refrigeración necesarias.
- b) Desarrollo constructivo y optimización de cada uno de los dispositivos basados en termoelectricidad que componen la unidad: aerotermia, unidad post calentamiento/refrescamiento, suelo radiante/refrescante, y almacenamiento con etapa intermedia.
- c) Desarrollo de una regulación del conjunto que optimice el rendimiento energético, estableciendo estrategias para su funcionamiento en modo invierno y verano
- d) Comprobación de las prestaciones y eficiencia energética de la unidad integrada en un apartamento en Pamplona. Cuantificación de la disminución de consumo energético en comparación con los sistemas actuales.

El Trabajo Fin de Máster que se presenta a continuación está inmerso en el propio proyecto, de forma que ambos comparten los mismos objetivos en última instancia.

No obstante, entre los objetivos específicos del Trabajo Fin de Máster se pueden destacar los siguientes:

- a) Diseño del sistema completo de bomba de calor termoeléctrica, fijando la configuración de la instalación y aspectos fundamentales como la potencia calorífica instalada y el caudal de agua nominal que circula por cada lazo.
- b) Desarrollo constructivo o dimensionamiento y selección, de todos los elementos que componen la instalación de la bomba de calor termoeléctrica.

CAPÍTULO 2. DISEÑO BOMBA DE CALOR TERMOELÉCTRICA (THP)

Como se ha explicado de forma detallada en el *CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE Y OBJETIVOS*, una bomba de calor termoeléctrica (THP) es una bomba de calor basada en la física del estado sólido. Se compone de módulos termoeléctricos (TEM) que se intercalan entre intercambiadores de calor para transferir calor desde un foco frío a un foco caliente, consumiendo energía eléctrica. De esta forma y a través de la termoelectricidad, se pueden cubrir todas las necesidades climáticas de un edificio.

2.1 DESCRIPCIÓN SUBSISTEMAS DE UNA THP

La solución diseñada aparece explicada de manera esquemática a través de la *Figura 26*. La THP consta de cuatro subsistemas que proporcionan de manera simultánea ventilación, ACS y climatización, tanto por calentamiento/enfriamiento del aire de la vivienda como a través de suelo radiante/refrescante.

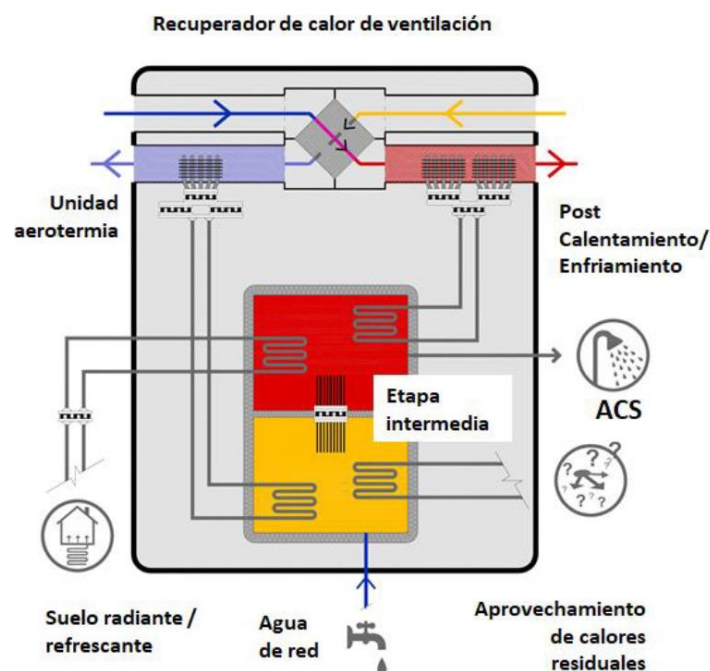


Figura 26. Diseño propuesto de una THP que cubre todas las necesidades de climatización de una vivienda.

Los dos primeros subsistemas son **1) unidad de aerotermia** y **2) unidad post calentamiento/refrescamiento**, que trabajan de manera conjunta. Como se observa en la *Figura 27*, el aire que sea extrae de la vivienda se entrecruza a través de un intercambiador de calor con el aire que se introduce a la vivienda procedente del ambiente. Con esto se consigue transferir calor entre ambas corrientes, de forma que las temperaturas entre los dos flujos de aire se aproximan entre sí. A través de este diseño, se propone que la unidad de aerotermia capte el calor de la corriente de aire de salida, tras pasar por el recuperador, para posteriormente transferirlo a la parte inferior del depósito de ACS. Este subsistema trabaja de igual forma tanto en verano como en invierno.

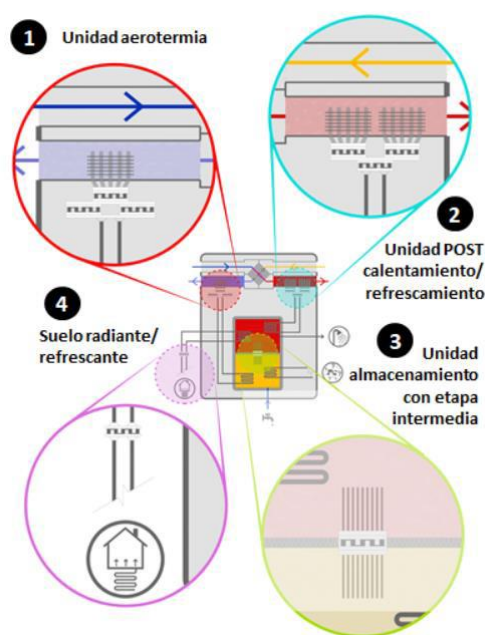


Figura 27. Diseño propuesto de los cuatro subsistemas que forman la THP para una vivienda. 1) unidad aerotermia 2) unidad post calentamiento/enfriamiento 3) Unidad de almacenamiento para ACS 4) suelo radiante/refrescante

El segundo subsistema (unidad post calentamiento/refrescamiento) presenta un diseño similar al anterior basado en THP en cascada, trabajando en este caso entre la parte alta del depósito de ACS y la corriente de entrada del aire exterior una vez pasado por el recuperador. Para este subsistema hay que distinguir el funcionamiento en verano y en invierno. Y es que la THP en invierno debe bombear calor desde el depósito hasta la corriente de aire, mientras que el calor debe seguir el sentido contrario durante el verano. Esto que supone una complicación en el diseño de sistemas de compresión de vapor se resuelve de manera muy sencilla con una THP, ya que esta permite cambiar el sentido de funcionamiento sin nada más que cambiar el sentido de la alimentación eléctrica. Incluso se puede llegar a un control más preciso debido a que cada una de las etapas se puede alimentar y controlar de manera independiente.

El tercer subsistema es **3) unidad de almacenamiento con etapa intermedia para ACS**. Se trata de un depósito que presenta la peculiaridad de estar dividido en dos partes separadas por una THP, lo que produce una estratificación de temperaturas dentro del depósito. La implementación de esta tecnología proporcionaría un grado de libertad extra en el control de la instalación, tratándose de un avance tecnológico completamente novedoso ya que no existe ninguna referencia bibliográfica al respecto.

Finalmente está el cuarto subsistema, **4) suelo radiante/refrescante**. Se trata de un suelo radiante convencional, pero con la particularidad de incluir una THP intermedia lo que reduce el salto de temperaturas entre focos, con su consiguiente mejora en el rendimiento. Además, el equipo tiene la posibilidad de trabajar tanto como suelo radiante como refrescante únicamente cambiando el sentido de la alimentación eléctrica de la THP. En la configuración de invierno, el equipo absorbería calor de la parte superior del depósito y la cedería a la vivienda. En cambio, en su funcionamiento en verano pasaría justo lo contrario, absorbiendo calor de la vivienda para calentar el agua del depósito de ACS.

Todo el diseño es una manera ingeniosa de trabajar con sistemas en cascada para reducir los saltos térmicos de las THPs y aumentar el COP. La tecnología termoeléctrica permite realizar esta estrategia, que resulta impensable para bombas de calor basadas en compresión de vapor.

El diseño final de una THP comercial tiene que ser un equipo con una configuración muy similar a la mostrada en la *Figura 26*. La THP sería una unidad de tamaño no mayor a un frigorífico convencional que proporcionaría de manera simultánea ventilación, ACS y climatización. No obstante, la forma más eficiente de conseguir un diseño optimizado de la THP es empleando modelos computacionales, que previamente deben estar correctamente validados a través de resultados experimentales. Para ello, la estructura lógica que se debe seguir es, en primer lugar, construir un banco de ensayos en el que se pueda caracterizar una THP que cubra las necesidades de climatización de una vivienda. A continuación, y una vez obtenidos los resultados experimentales de la THP en diferentes condiciones de operación, se está en situación de desarrollar y validar un modelo computacional que refleje el comportamiento de la THP. El último paso sería obtener a través del modelo computacional la configuración más eficiente de THP bajo las condiciones de operación en las que va a estar sometida en una vivienda, y finalmente, la construcción de dicha bomba de calor.

2.2 DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYOS PARA CARACTERIZAR THP

Para llevar a cabo la caracterización de una bomba de calor termoeléctrica (THP), resulta necesario diseñar un banco de ensayos que permita analizar las diversas condiciones de operación de la bomba de calor. No obstante, es crucial que esta instalación sea lo suficientemente sencilla como para que pueda ser controlada sin excesivas complicaciones.

Como se ha comentado previamente, este banco de ensayos se ha diseñado con el objetivo de caracterizar la THP, posibilitando el estudio de los diferentes escenarios que surgen en el ámbito de la climatización de viviendas a través de la bomba de calor: aerotermia a diferentes condiciones de temperatura ambiente, distintas potencias caloríficas para el suelo radiante, almacenamiento de agua a diferentes valores de temperatura en los depósitos, análisis de la utilización simultánea de agua caliente sanitaria y suelo radiante, estudio de diferentes flujos de aire y agua por cada uno de los lazos...

Para ello se ha diseñado un esquema de instalación para este banco de ensayos que pretende ser una versión simplificada del esquema de instalación final de la THP mostrado en la *Figura 26*. Por un lado, de los cuatro subsistemas de los que constaba la instalación anterior, se ha suprimido la unidad de postcalentamiento/refrescamiento. Por otro lado, en la instalación mostrada en la *Figura 26*, la unidad de almacenamiento para ACS estaba constituida por un depósito dividido en dos partes separadas por una THP. En cambio, para este banco de ensayos se ha decidido instalar dos depósitos a diferentes temperaturas y con una THP situada entre los depósitos. Estas simplificaciones se han llevado a cabo con el objetivo de reducir el grado de complejidad de la instalación y así facilitar su control.

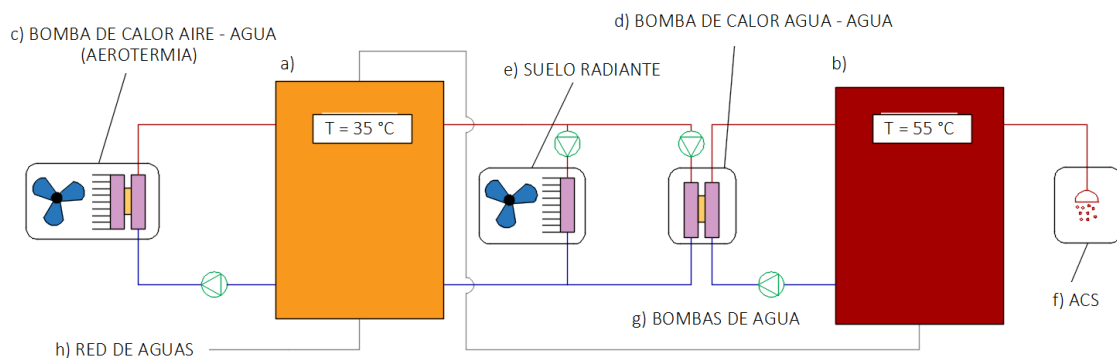


Figura 28. Esquema de la instalación del banco de ensayos para caracterización de la bomba de calor termoeléctrica

Tal y como se puede apreciar, la configuración propuesta para el banco de ensayos contiene diferentes elementos entre los que destacan:

- a) **Depósito a temperatura media (naranja).** Sirve como acumulación de agua, sirviendo como suministro de agua para el suelo radiante. La temperatura se fija en torno a los 35 °C para maximizar el confort para el usuario dentro de la vivienda.
- b) **Depósito a temperatura alta (rojo).** Sirve como acumulación de agua a una temperatura superior, para abastecer la demanda de agua caliente sanitaria (ACS), que se consume a temperaturas entre 40 y 50 °C.
- c) **Bomba de calor aire – agua (aerothermia).** Se trata de un equipo compuesto por módulos termoeléctricos (TEM), intercambiadores de calor y ventiladores, y que tienen como objetivo absorber calor del aire ambiente para introducirlo al sistema.
- d) **Bomba de calor agua – agua.** Es un equipo similar a la bomba de calor de aerothermia, pero cuyo intercambio de calor se da entre dos corrientes de agua, con las consecuencias que esto tiene en la selección de los intercambiadores de calor. Situada entre los dos depósitos de acumulación, permite reducir el salto térmico entre la temperatura del agua de red y la de consumo de ACS, lo que conlleva una mejora en el rendimiento del sistema.
- e) **Suelo radiante.** Se sirve del depósito a temperatura media para satisfacer las necesidades de climatización de la vivienda. Consta de intercambiadores de calor y ventiladores que permiten controlar el flujo de calor disipado.
- f) **Agua caliente sanitaria (ACS).** Se sirve del depósito a temperatura alta para abastecer de agua caliente a la vivienda.
- g) **Bombas de agua.** Permiten circular las corrientes de agua por el sistema. Para ello, se ha colocado una bomba de agua en cada lazo del sistema, para así tener un control independiente del caudal de agua que circula por cada rama. Además, la posición de la bomba de agua se ha escogido teniendo en cuenta que la bomba se encuentre lo más cerca posible del depósito desde el que hace la aspiración.

- h) **Red de aguas.** El agua que se consume para abastecer el sistema de ACS hay que reponerla a través de una conexión a la red de aguas. El lazo por el que se introduce el agua de red al sistema no requiere de ninguna bomba de agua, ya que la propia red de aguas ya se encuentra a una presión superior a la que hay en la instalación y, por lo tanto, el agua entra por diferencia de presiones. La conexión de la red de aguas se ha hecho al depósito a temperatura media ya que las temperaturas de ambos focos son más parecidas entre sí que haciéndolo con el depósito a temperatura alta. Con esto se consigue reducir el salto térmico durante el mezclado con su consiguiente mejora asociada en el rendimiento del sistema.

2.2.1 Potencia calorífica

Una vez definido el esquema del banco de ensayos, el siguiente paso consiste en fijar la potencia calorífica que va a haber instalada en la THP. Como se ha dicho anteriormente, el objetivo final del proyecto consiste en crear una unidad termoeléctrica compacta que satisfaga todas las necesidades de climatización de un edificio. De esta forma, para obtener información acerca de la potencia calorífica instalada necesaria para climatizar una vivienda, se ha realizado un estudio de las hojas de especificaciones de las bombas de calor basadas en compresión de vapor que se están comercializando actualmente por los principales fabricantes. De los diferentes modelos de cada fabricante se han seleccionado aquellas bombas de calor diseñadas en una unidad compacta que permiten satisfacer las necesidades climáticas de una vivienda convencional, lo que sería el caso análogo, en compresión de vapor, de la THP diseñada para este trabajo.

CAPÍTULO 2. Diseño de bomba de calor termoeléctrica (THP).





KOSNER		LG	
			
Fabricante	Kosner	Fabricante	LG
Modelo	Bibloc MD 06 Climatización + ACS	Modelo	R32 Split Hidromodul Climatización + ACS
Potencia térmica	6,2 kW	Potencia térmica	4 - 6 kW
SCOP	4,95	SCOP	4,65
Fuente:	[41]	Fuente:	[42]
TOSHIBA		FERROLI	
			
Fabricante	Toshiba	Fabricante	Ferrolì
Modelo	ESTIA All-In-One 4 Climatización + ACS	Modelo	OMNIA ST 3.2 6 Climatización + ACS
Potencia térmica	4 - 7,25 kW	Potencia térmica	6,3 kW
SCOP	5,20	SCOP	4,95
Fuente:	[43]	Fuente:	[44]

Tabla 1. Hoja de especificaciones de diferentes modelos comerciales de bomba de calor por compresión de vapor. Fuentes: [41], [42], [43], [44]

Con el dato de la potencia calorífica instalada en bombas de calor comerciales se puede fijar la cantidad de módulos termoeléctricos (TEM) que es necesario instalar en la bomba de calor termoeléctrica (THP) para satisfacer las necesidades climáticas de una vivienda convencional.

Módulos termoeléctricos (TEM). Selección del modelo de TEM y del número de TEMs instalados en la THP

Los módulos termoeléctricos (TEM) son el componente fundamental de la bomba de calor termoeléctrica (THP), ya que permite absorber calor desde un foco frío y transmitirlo a un foco caliente, siempre que se alimente con energía eléctrica el TEM.

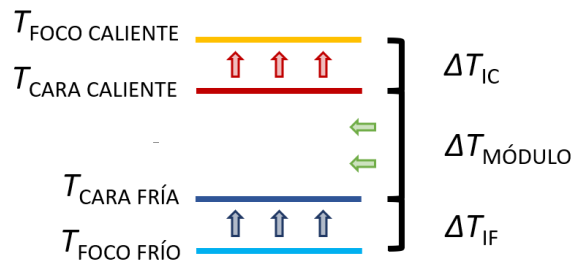


Figura 29. Esquema de los diferentes niveles de temperatura que existen en un TEM trabajando como bomba de calor. En este esquema se muestran tanto las temperaturas de las caras del TEM como la de los focos.

Existen una gran cantidad de modelos de TEM en el mercado, pudiendo distinguir dos grandes familias: TEMs de generación y TEMs de refrigeración. La principal diferencia entre ambas familias es el rango de temperaturas en el que pueden operar, no habiendo grandes diferencias entre ambas en lo que se refiere a estructura interna, materiales empleados o al modo de operación.

Para esta aplicación se han escogido tres modelos de TEMs de refrigeración y se ha analizado la potencia calorífica y el COP de cada TEM, para diferentes valores de tensión. Los TEM seleccionados han sido el RC12-6 [45], RC12-8 [46] y PL105-7.5-40 [47], todos ellos comercializados por el mismo fabricante, Coherent Corp [48].

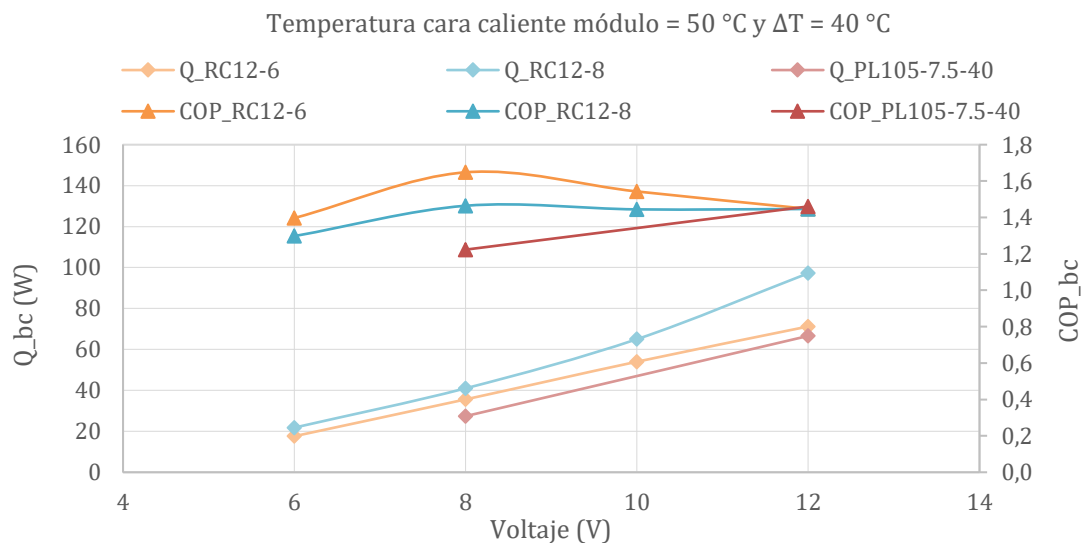


Figura 30. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para los TEM modelo RC12-6, RC12-8 y PL1057.5-40, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.

Temperatura cara caliente módulo = 50 °C y $\Delta T = 40$ °C

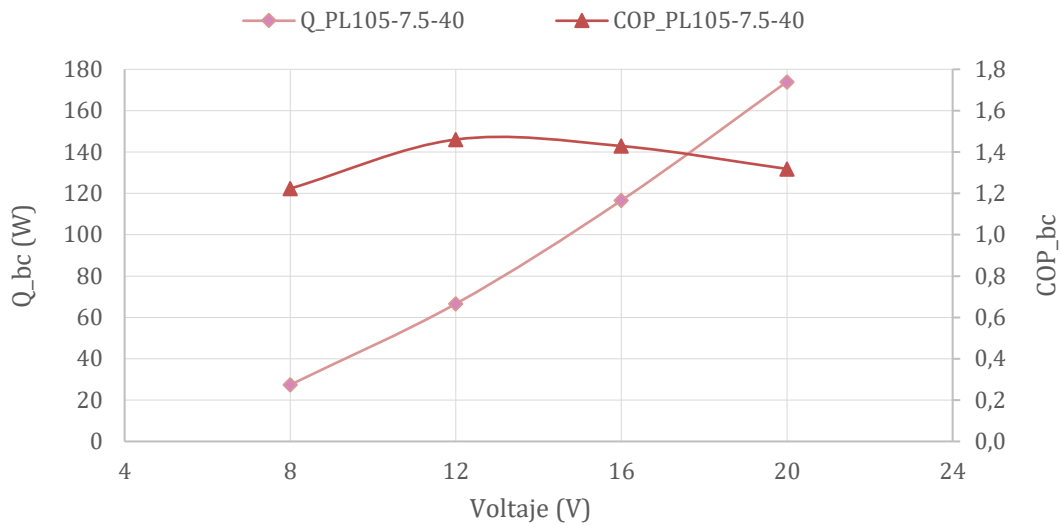


Figura 31. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para el TEM modelo PL10577.5-40, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.

En la *Figura 30* se puede ver que el RC12-6 y el RC12-8 tienen un comportamiento muy similar. Las diferencias entre ambos es que, para un mismo voltaje, la potencia calorífica proporcionada por el RC12-8 es un poco superior a la del RC12-6, ya que el TEM tiene una mayor cantidad de termopares. En cambio, en lo que se refiere al COP, el RC12-6 tiene un COP mayor al del RC12-8.

Por otro lado, en la *Figura 30* y *Figura 31* se puede ver cómo se comporta el otro modelo de TEM analizado, el PL105-7.5-40. Se puede observar que este modelo de TEM puede ser alimentado a un rango de tensiones mayor a los otros dos modelos. Mientras que el RC12-6 y el RC12-8 pueden ser alimentados a un voltaje máximo de 12 V, este modelo de TEM puede llegar hasta los 20 V. Esta mayor tensión a la que puede ser alimentado el TEM hace que pueda abastecer de una mayor potencia calorífica que los otros dos modelos, a costa de que su COP sea menor al de RC12-6 y RC12-8 para todos los valores de tensión.

Para decidir qué modelo de TEM se escoge para instalar en la THP es necesario adoptar una solución de compromiso entre el COP y la potencia calorífica. Por un lado, un buen COP hará que la THP final tenga una buena eficiencia energética, aspecto muy importante teniendo en cuenta la situación energética actual. Por otro lado, una potencia calorífica aceptable implicará que el número de TEMs necesarios para conseguir replicar los valores de potencia calorífica proporcionada por las bombas de calor comerciales sea menor, simplificando la construcción de la THP y haciendo que la máquina sea más compacta.

Teniendo en cuenta estos aspectos **se ha escogido el modelo RC12-8 para instalarse en la THP**, ya que proporciona una potencia calorífica mayor al modelo RC12-6 y, además, su valor de COP es también mayor al otro modelo analizado, el PL105-7.5-40. En cuanto al número de TEMs instalados, se ha fijado una potencia calorífica nominal de la THP de 4 kW, atendiendo a las hojas de características de las bombas de calor comerciales que se están vendiendo en la actualidad (Tabla 1). Como consecuencia, para suministrar dicha potencia calorífica a la tensión óptima de 8 V, harían falta un total de 98 TEMs, aunque a la tensión máxima de 12 V estos 98 TEMs serían capaces de proveer de 7 kW de calor. A pesar de estas consideraciones, **el número de TEMs instalados en la THP final van a ser 84 (42 por etapa)**, debido a cuestiones constructivas que se comentan más adelante del documento.

Para ver la variación del COP y de la potencia calorífica suministrada por el TEM modelo RC12-8 según la diferencia de temperaturas entre las caras del TEM se ha estudiado también para un $\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, además del $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ de los estudios anteriores.

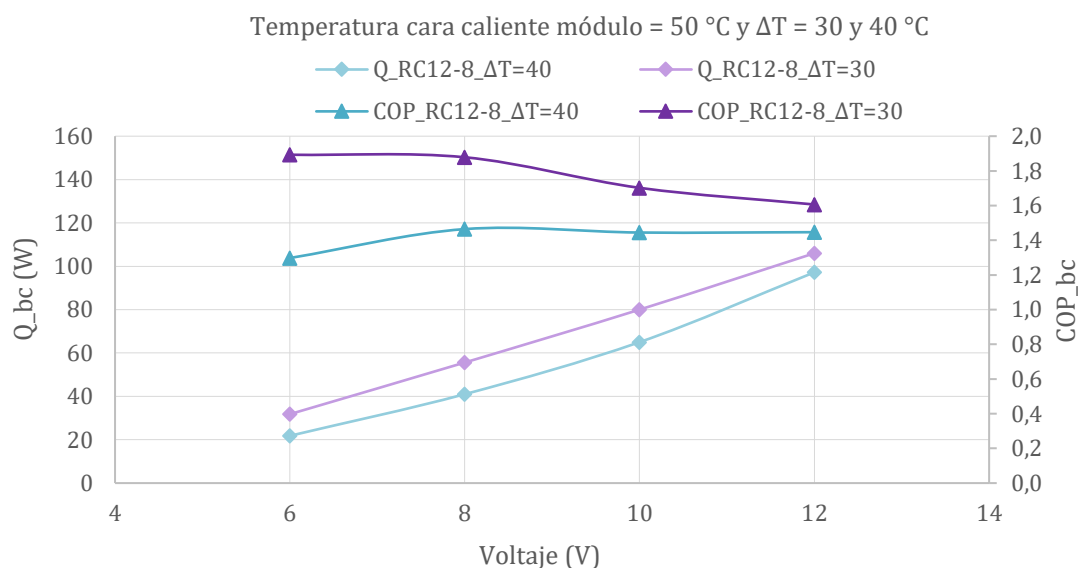


Figura 32. Potencia calorífica y COP frente a voltaje para el TEM modelo RC12-8, para una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y un $\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre caras del TEM.

Aquí se puede comprobar otro escenario en el que es probable que trabaje el TEM en la THP, cuando se reduce la diferencia de temperaturas entre focos. Como se observa en la *Figura 32*, al estudiar el modelo de TEM con un $\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, la potencia calorífica y el COP aumentan con respecto a un $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, como era de esperar teóricamente. Esto indica que, al reducir la diferencia de temperatura entre los focos, las prestaciones de los TEMs van a aumentar, teniendo una repercusión positiva en el comportamiento global de la instalación.

2.2.2 Caudales de agua

En este apartado se van a fijar los caudales de agua que circulan por cada uno de los lazos del banco de ensayos, descrito anteriormente a través de la *Figura 28*. Para ello hay que tener en cuenta que el dimensionamiento de los caudales se ha llevado a cabo considerando la potencia calorífica proporcionada por el modelo de TEM RC12-8 bajo las condiciones de contorno de la *Figura 30*, es decir, con una temperatura de la cara caliente del TEM de 50 °C y una diferencia de temperaturas entre la cara caliente y la cara fría del TEM de 40 °C, siendo estas unas condiciones de operación muy típicas en el funcionamiento de la THP. Con estas consideraciones se tiene que la potencia calorífica óptima por módulo se da para una tensión de alimentación de 8 V y proporciona 41,0 W de potencia. En cuanto a la potencia calorífica máxima, esta se da para una tensión máxima de alimentación de 12 V, siendo la potencia suministrada por módulo de 97,2 W.

Potencia calorífica suministrada por TEM (W)	
\dot{Q}_{OPT}	41,0
$\dot{Q}_{MÁX}$	97,2

Tabla 2. Potencia calorífica óptima y máxima suministrada por el TEM modelo RC12-8 bajo las siguientes condiciones de operación: una temperatura de la cara del TEM de 50 °C y $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.

Caudal que circula por los lazos donde están instaladas las bombas de calor

Como se ha comentado anteriormente, el número de TEMs instalados en la THP es de 84 módulos, distribuidos a partes iguales entre las dos bombas de calor con las que cuenta la THP, es decir, 42 TEMs por etapa.

$$\dot{Q}(\text{total}) = \dot{Q}(\text{módulo}) \cdot n \quad (5)$$

Siendo:

- \dot{Q} (total): Potencia calorífica total (W)
- \dot{Q} (módulo): Potencia calorífica por módulo (W)
- n : número de TEMs instalados

Haciendo el cálculo tanto para la potencia calorífica óptima como para la máxima, se obtiene la potencia calorífica total en cada una de las etapas, considerando que se han instalado 42 TEMs por etapa:

Potencia calorífica instalada por etapa (W)	
\dot{Q}_{OPT}	1722
$\dot{Q}_{MÁX}$	4082

Tabla 3. Potencia calorífica óptima y máxima suministrada por etapa en la instalación de THP bajo las siguientes condiciones de operación: temperatura de la cara del TEM de 50 °C y $\Delta T = 40$ °C entre caras del TEM.

Obtenida la potencia calorífica instalada en cada etapa, se puede obtener también el caudal que circula por las ramas en las que están situadas cada una de las dos bombas de calor. Para ello se ha aplicado la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (6)$$

Siendo:

- \dot{Q} : Potencia calorífica (W)
- \dot{m} : Flujo másico ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
- c_p : Calor específico ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
- ΔT : Diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida (K)
- \dot{V} : Caudal ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
- ρ : Densidad ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

En cuanto a la forma de obtener los caudales de la instalación, se han llevado a cabo las siguientes consideraciones. Por un lado, las propiedades del agua se han tomado como constantes a una temperatura de 30 °C ($\rho = 995,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $c_p = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), al ser esta una temperatura típica en la instalación y no haber grandes variaciones en las propiedades del agua en el rango de temperaturas en el que opera la THP. Por otro lado, se ha fijado el $\Delta T = 10$ °C, para tratar de minimizar las incertidumbres obtenidas en los resultados experimentales. Esto se debe a que la potencia calorífica suministrada por la bomba de calor se va a obtener en el banco de ensayos como medida indirecta, a partir de la diferencia de temperaturas. De esta forma, cuanto más imprecisa sea la medida de la diferencia de temperaturas, mayor imprecisión se tendrá en el valor de potencia calorífica. Por consiguiente, se ha fijado un $\Delta T = 10$ °C, suficiente para que no haya incertidumbres elevadas en el valor de temperatura atendiendo a las sondas

que se van a instalar en el banco de ensayos, y, además, con ese salto de temperaturas, da lugar a caudales de agua similares a los empleados en los captadores solares y que son razonables para la instalación.

Teniendo en cuenta estas consideraciones y atendiendo a la potencia calorífica instalada en cada etapa de la THP (Tabla 3), se obtienen los siguientes caudales óptimo y máximo para los lazos del circuito en los que están situadas las bombas de calor:

Caudales - Lazo bomba de calor (litros/hora)	
\dot{V}_{OPT}	148,9
$\dot{V}_{MÁX}$	353,1

Tabla 4. Caudales de diseño para los lazos del circuito en los que están instaladas las bombas de calor termoeléctricas.

Caudal que circula por el lazo donde está instalado el suelo radiante

Para dimensionar el caudal que circula por el lazo del suelo radiante, se han tenido en cuenta dos escenarios. Por un lado, se ha considerado que, por definición, para que un bloque de viviendas sea considerado como edificio nZEB, su demanda anual de calefacción no debe superar los 15 kWh/m², ni exceder los 10 W/m² de demanda pico. Aplicando estos criterios a una vivienda de 140 m² se tiene que la demanda pico de calefacción es de 1400 W. Por otro lado, se ha contemplado otro escenario en el que la totalidad de la potencia calorífica instalada en la THP se extrae del sistema a través del suelo radiante, en un estado estacionario. Ante esta nueva situación, sería necesario disipar los 4082 W por etapa, es decir, 8164 W. Aplicando la ecuación (6) y teniendo en cuenta las mismas consideraciones con respecto a las propiedades del agua y el ΔT que se habían tenido en cuenta anteriormente, se tiene:

Caudales - Lazo suelo radiante (litros/hora)	
\dot{V}_{NOM}	120,7
$\dot{V}_{MÁX}$	704,0

Tabla 5. Caudales de diseño para el lazo del circuito en el que está instalado el suelo radiante.

Caudal que circula por el lazo del agua caliente sanitaria (ACS)

Para dimensionar el caudal que circula por el lazo de entrada de agua al sistema a través de la red de aguas, conecta ambos depósitos y suministra al ACS, se ha considerado el caudal instantáneo mínimo de una ducha, atendiendo al Código Técnico de la Edificación. En la *Tabla 2.1 de la sección HS4 "Suministro de agua" del documento básico HS "Salubridad"* [49] se indica que el caudal instantáneo mínimo de ACS para una ducha es de $0,10 \text{ dm}^3/\text{s}$ [49]. Haciendo la conversión de unidades correspondiente se tiene el caudal mínimo que circula por el lazo de ACS, en litros/hora.

Caudal - Lazo ACS (litros/hora)	
$\dot{V}_{\text{MÍN}}$	360,0

Tabla 6. Caudales de diseño para el lazo del circuito por donde circula el agua caliente sanitaria.

A continuación, a modo de resumen, se recoge el esquema del banco de ensayos con los caudales de agua que van a circular por cada uno de los lazos del sistema y que van a ser de interés, a continuación, para el diseño de los intercambiadores de calor y de las tuberías de la instalación:

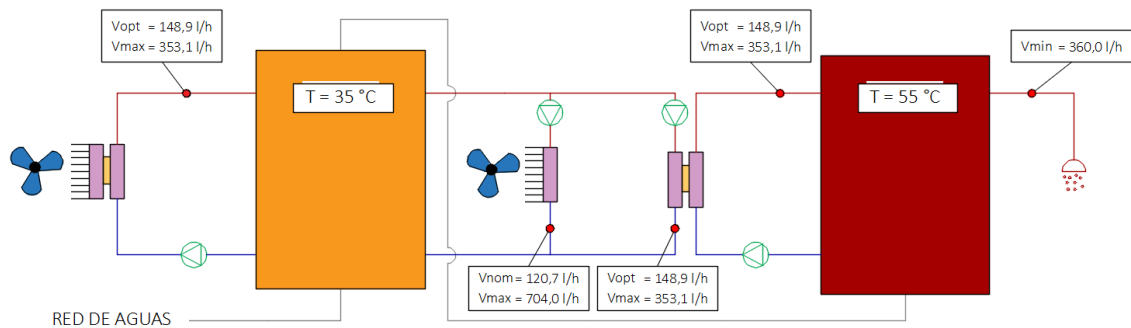


Figura 33. Caudales de agua que circulan por cada uno de los lazos de la instalación del banco de ensayos para caracterizar la THP.

CAPÍTULO 3. SELECCIÓN, DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA THP.

En este capítulo se va a explicar detalladamente el diseño y selección de cada uno de los elementos que componen el banco de ensayos que se va a construir para caracterizar la THP, y que aparece reflejado a través del esquema de la *Figura 28*.

3.1 BOMBA DE CALOR AIRE – AGUA

En primer lugar, se va a empezar diseñando la bomba de calor aire – agua (aeroterminia), que aparece nombrada con la letra c) en el esquema del banco de ensayos de la *Figura 28*. Este elemento del sistema tiene la función de absorber calor procedente del aire exterior, incluso a bajas temperaturas, para transferirlo al agua que circula a través del sistema de tuberías de la instalación.

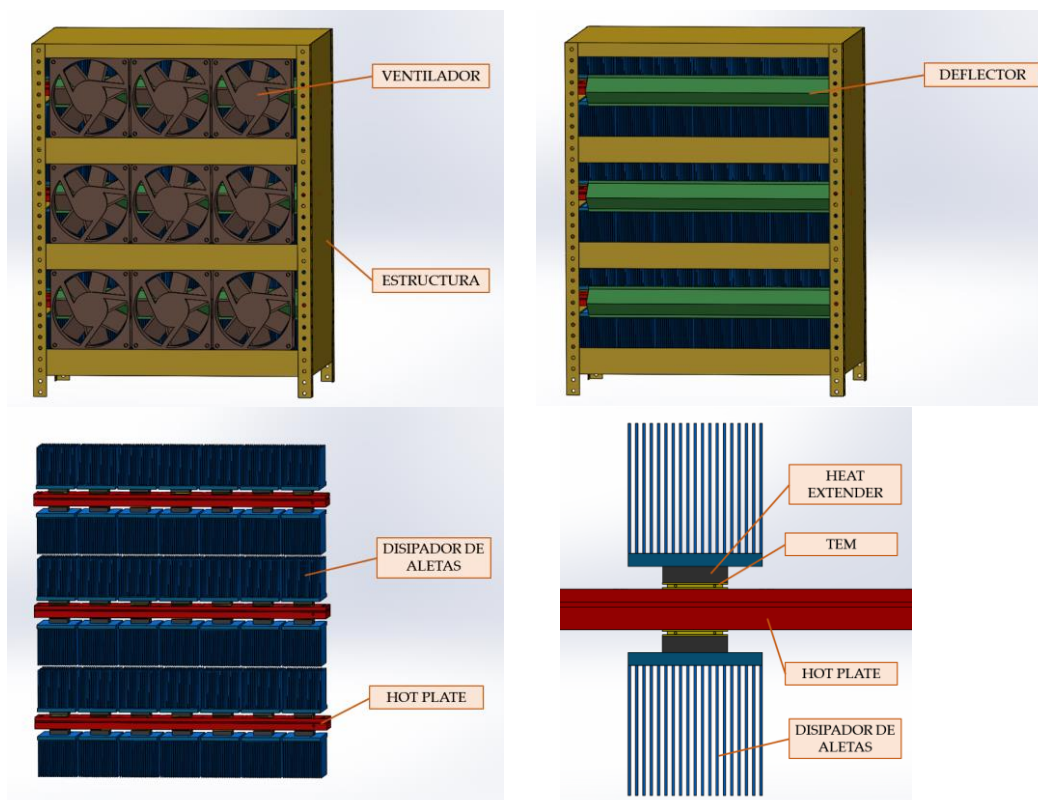


Figura 34. Componentes de la bomba de calor aire – agua (aeroterminia). Diseño en SOLIDWORKS.

El funcionamiento general de la bomba de calor aire – agua es el siguiente. Los ventiladores, colocados en la parte frontal, fuerzan un flujo controlado de aire ambiente a través de las aletas del disipador de aletas. Parte de la energía térmica de la que dispone esta corriente de aire es absorbida por los TEMs, que fuerzan un flujo de calor en dirección hacia el hot plate, siguiendo el modo de funcionamiento explicado previamente a través de la *Figura 29*. Finalmente, este flujo de calor es conducido hasta ser absorbido por la corriente de agua que circula a través del hot plate, que ve aumentar su temperatura, consiguiendo así transferir calor desde el ambiente hacia el sistema.

La bomba de calor aire – agua está compuesta a su vez por otros elementos secundarios, pero igualmente necesarios, como pueden ser los deflectores, heat extender y el aislante. Los deflectores sirven para dirigir el flujo de aire hacia los disipadores de aletas, evitando de esta forma que el aire choque directamente de forma frontal contra el foco caliente, es decir, el hot plate. Por otro lado, el aislante tiene la función de evitar puentes térmicos entre los focos caliente y frío del sistema. Finalmente, decir que se coloca un heat extender para poder aumentar el espesor de aislamiento entre el disipador de aletas y el hot plate.

En cuanto a las **limitaciones de tamaño**, se ha fijado un tamaño máximo de la bomba de calor aire – agua **de 600 x 600 x 300 mm**. Esta limitación en las dimensiones se ha fijado atendiendo al caso análogo de bomba de calor en compresión de vapor, y que son los modelos de bomba de calor comerciales que se han mostrado a través de la *Tabla 1*.

3.1.1 Ventilador

El ventilador es el dispositivo de la instalación que se encarga de proporcionar movimiento al aire ambiente, controlando además su caudal. De esta forma se consigue un fenómeno de convección forzada del aire, lo que es beneficioso para el comportamiento de la THP al reducirse la resistencia térmica con respecto al fenómeno de convección natural.

La **configuración escogida para los ventiladores de la THP es la de 9 ventiladores**, siendo esta una solución de compromiso entre un único ventilador de gran tamaño para todos los disipadores de aletas y un ventilador para cada disipador de aletas, lo que serían un total de 42 ventiladores. Por un lado, tener un único ventilador de gran potencia haría que el rendimiento global de la instalación fuera mejor, ya que, de forma general, una máquina de gran tamaño

tiene un mejor funcionamiento que varias máquinas pequeñas. Además, con esta opción se reducirían problemas relacionados con el mantenimiento del sistema. En contraposición, instalar un ventilador por cada TEM permitiría tener un control total sobre el flujo de aire que atraviesa cada disipador de aletas. No obstante, esto repercutiría negativamente en otros aspectos como un mayor coste económico en la compra de ventiladores, necesidad de un mayor mantenimiento, control de la instalación más complejo y un mayor tiempo de montaje. Ante esta situación, se ha adoptado una solución de compromiso entre estas dos soluciones extremas, escogiendo 9 ventiladores para la instalación, con un tamaño máximo de 200 x 200 mm, para no superar el tamaño frontal máximo de la bomba de calor aire – agua fijado en 600 x 600 mm.

El **modelo de ventilador escogido** para la instalación es el *OD180APL-24HB* [50] de *DIGIKEY*. Se trata de un ventilador cuyas dimensiones son 180 x 180 x 65 mm, alimentado a 24 V en corriente continua, lo que permite un control sencillo a través de una fuente de alimentación DC. En cuanto a la potencia de los ventiladores, se ha decidido sobredimensionar este aspecto y así tener la posibilidad de hacer un barrido completo de caudales de aire. El modelo de ventilador escogido tiene un consumo máximo de 60,2 W con el que se consigue mover un caudal de aire de 780 m³/h.



Figura 35. Ventilador modelo OD180APL-24HB de Digikey. [50]

Toda la información de interés acerca de los ventiladores empleados en la instalación se recoge en la sección *HOJAS DE ESPECIFICACIONES* del documento.

3.1.2 Módulo termoelectrico (TEM)

El funcionamiento y características del TEM ya se han explicado detalladamente en el *Capítulo 2* del documento. También se ha indicado tanto el modelo de TEM escogido (RC12-8) como el número de TEMs necesarios para alcanzar una potencia calorífica nominal de 4 kW (98 TEMs).

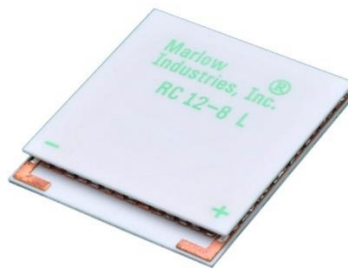


Figura 36. TEM de refrigeración modelo RC12-8 fabricado por Marlow. [46]

No obstante, en este epígrafe del documento se indicaba que el número exacto de TEMs instalados dependía de razones constructivas que se explican a continuación.

La configuración definida para la bomba de calor aire – agua es como la que se muestra en la *Figura 34*, es decir, tres filas con disipadores de aletas, TEMs y un hotplate dispuesto espacialmente en paralelo y conectado en serie hidráulicamente. Esta configuración permite colocar TEMs en contacto con el hotplate tanto en la cara superior como en la inferior. Además, existe una limitación global del tamaño de la bomba de calor aire – agua fijada en 600 x 600 x 300 mm, lo que limita la longitud máxima del hotplate a 600 mm.

Ante estas limitaciones de espacio se ha decidido colocar un total de 7 TEMs en contacto con cada cara del hotplate, lo que resulta un total de 42 TEMs en la bomba de calor aire – agua, al haber dos caras útiles por hotplate y tres hotplates en total. Además, se ha definido que la potencia calorífica instalada por etapa sea la misma para ambas etapas, lo que hace que **el número definitivo de TEMs instalados en la THP sea de 84**. Con esto se consigue una potencia calorífica muy cercana a la de diseño, aunque algo menor, ya que finalmente no se han instalado los 98 TEMs de diseño.

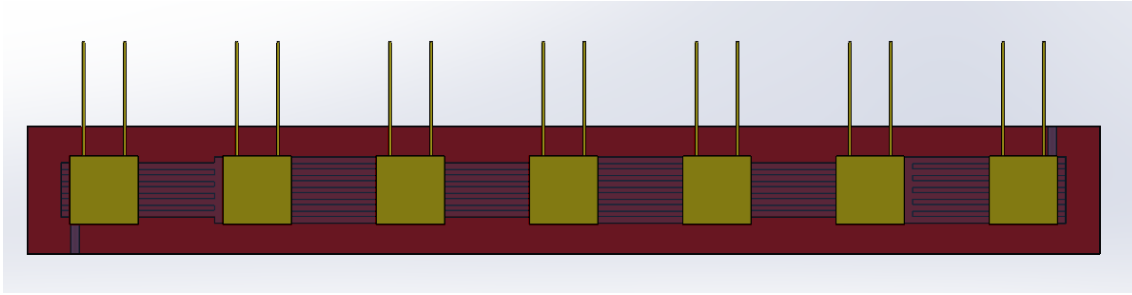


Figura 37. Vista en planta del hotplate con 7 TEMs apoyados en la cara superior (otros 7 TEMs en la cara inferior). Diseño en SOLIDWORKS.

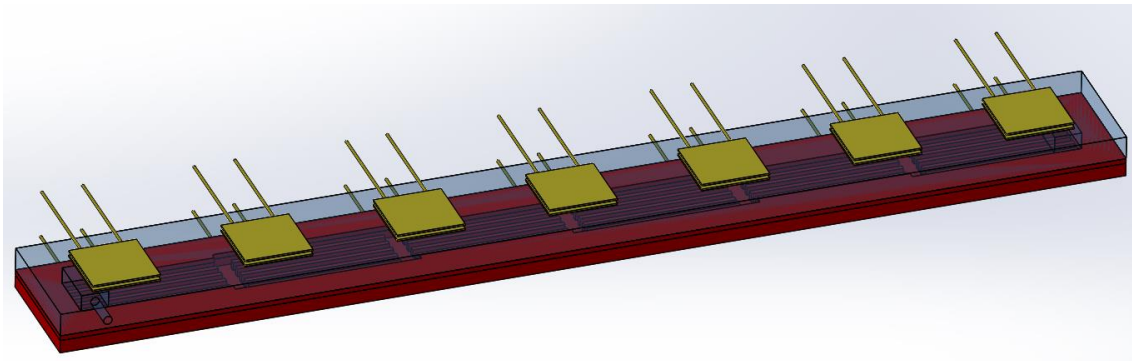


Figura 38. Vista lateral del hotplate con los 14 TEMs apoyados en sus caras frontales. Diseño en SOLIDWORKS.

El número de TEMs colocados en contacto con cada cara del hotplate es, de nuevo, una solución de compromiso. Por un lado, aumentar el número de TEMs haría que la potencia calorífica instalada aumentase, pero la resistencia térmica por TEM aumentaría también al reducir el área convectiva correspondiente a cada TEM. Por otro lado, si se redujera el número de TEMs instalados ocurriría justo lo contrario, es decir, la eficiencia del sistema sería mejor al reducir la resistencia térmica por TEM, pero se perdería compacidad y aumentaría considerablemente el tamaño de la THP.

3.1.3 Disipador de aletas

El disipador de aletas es el encargado de absorber el calor procedente del aire ambiente, que es forzado por los ventiladores, y de transmitirlo al sistema a través de los TEM. Como se puede observar a través de la *Figura 34*, se va a colocar un disipador de aletas por cada TEM, lo que permite un mejor ensamblaje del conjunto al poder ajustar la fuerza ejercida por la unión atornillada de forma individualizada.

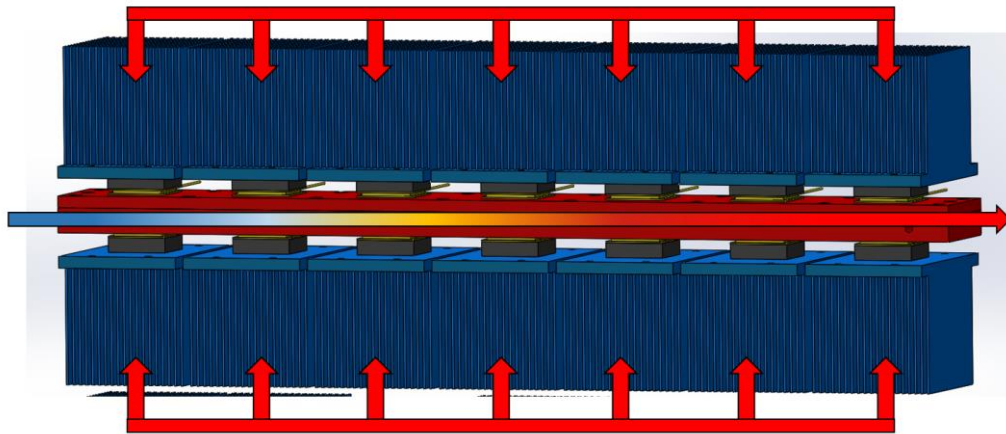


Figura 39. Disipador de aletas funcionando para absorber calor del aire ambiente y así calentar el agua de la instalación. Diseño en SOLIDWORKS.

Para decidir qué tipo de intercambiador de calor resulta más adecuado para absorber calor en esta aplicación se han contemplado dos opciones: disipador de aletas y heat pipe.

El disipador de aletas tiene un excelente comportamiento en la disipación de calor, tal y como reflejan los estudios publicados al respecto. De hecho, existe un artículo que discute los resultados de un estudio experimental sobre diferentes tipos de intercambiadores de calor para el lado caliente de un módulo termoeléctrico: un sistema agua-aire que emplea un coldplate, una bomba y un fancoil; un disipador aletas con un ventilador; un heat pipe con ventilador.

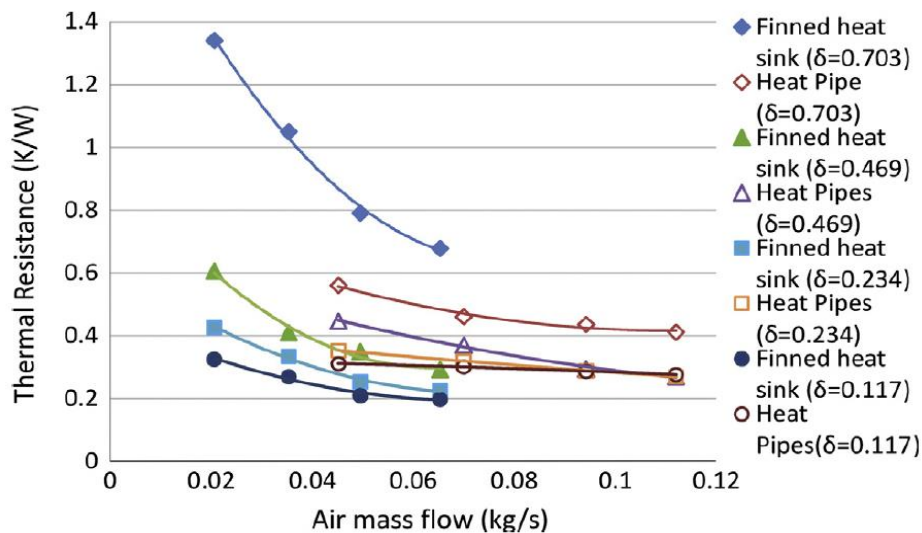


Figura 40. Estudio comparativo de la variación de la resistencia térmica frente al caudal de aire para diferentes tipos y configuraciones de intercambiadores de calor. [51]

La conclusión que se extrae del estudio es que los valores más bajos de resistencia térmica se alcanzan empleando disipadores de aletas con un grado de ocupación pequeño, siendo su rendimiento considerablemente superior al de los heat pipes.

A pesar de que en este artículo se analiza la eficiencia de distintos intercambiadores disipando calor, ensayos realizados en laboratorio demuestran que la resistencia térmica del disipador de aletas apenas varía disipando o absorbiendo calor, al contrario que ocurre con el heat pipe. De hecho, se han publicado estudios [35] en los que se demuestra que el valor de resistencia térmica de un intercambiador que emplea heat pipes se duplica cuando se usa para absorber calor con respecto a su empleo como disipador. Esto se debe a que, cuando el heat pipe es situado en la cara fría del TEM (absorbiendo calor) trabaja en contra de su diseño, funcionando la parte final de los tubos como evaporador y la placa como condensador, reduciendo drásticamente el área de condensación y, como consecuencia, aumentando su resistencia térmica.

Con todo esto se puede concluir que **el disipador de aletas es una mejor opción que el heat pipe para esta aplicación**. Llegado a este punto, ahora queda definir las características que debe tener el disipador de aletas.

El disipador de aletas tiene que estar fabricado de un material con una excelente conductividad térmica y a su vez debe tener la mayor área convectiva posible, teniendo en cuenta las restricciones de espacio mencionadas anteriormente. Ante esta situación, se contactó con la empresa *DISIPA* [52] para que hicieran a medida un disipador de aletas fabricado en aluminio de alta conductividad, con unas dimensiones exteriores de 80 x 90 x 110 mm y una separación entre aletas lo más pequeña posible. Además, se les pedía el mecanizado de 4 agujeros que iban a permitir el ensamblaje de los disipadores de aletas dos a dos, como se puede ver a continuación.

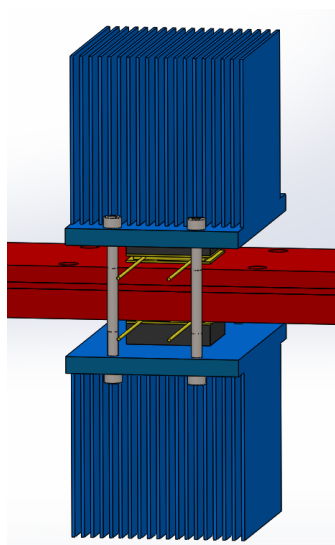


Figura 41. Ensamblaje de los disipadores de aletas dos a dos. Diseño en SOLIDWORKS.

El resultado final tras la fabricación de los disipadores de aletas es el siguiente.

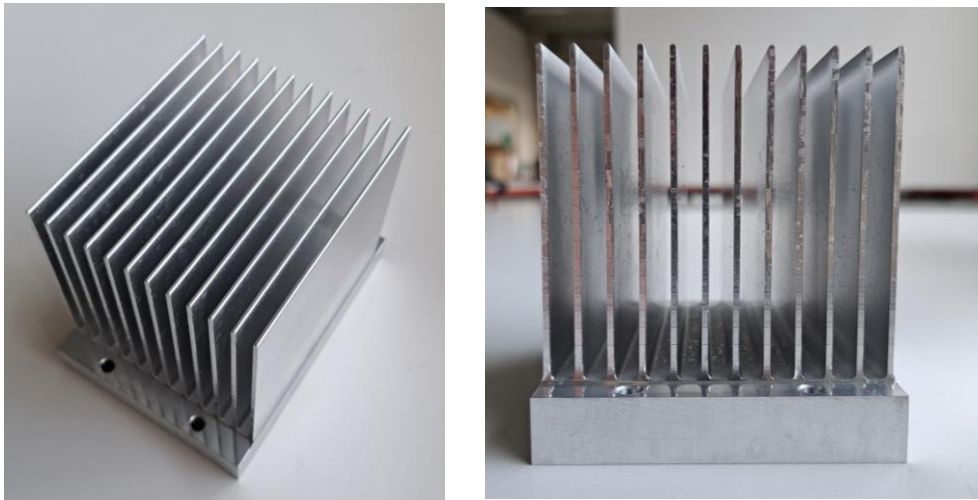


Figura 42. Disipadores de aletas fabricados a medida por la empresa DISIPA. [52]

Las dimensiones del disipador de aletas aparecen detalladas en la sección *PLANOS* del documento.

3.1.4 Hot plate

El hotplate es el elemento de la instalación que se encarga de absorber la potencia calorífica transferida por el TEM y transmitirla al agua que circula por su interior, de forma que se consiga aumentar la temperatura del agua a la salida del intercambiador con respecto a la entrada.

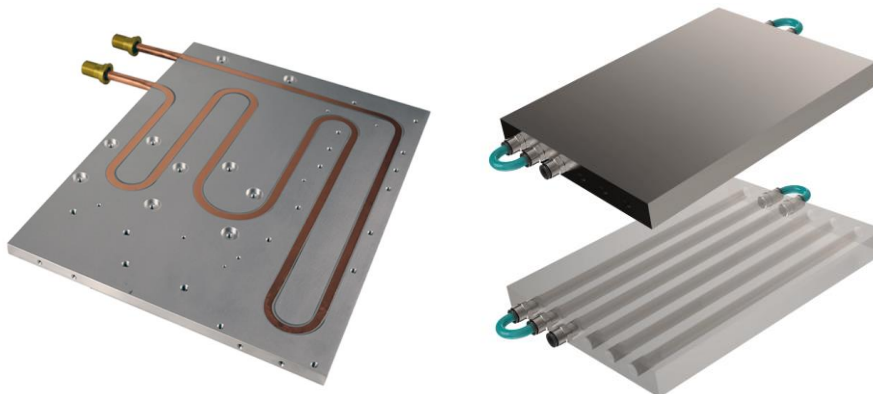


Figura 43. a) Hotplate ADV [53]

b) Hotplate Stirweld [54]

Se trata de un intercambiador de calor complejo y cuyo diseño tiene que estar pensado al detalle para que su funcionamiento sea correcto. Las características con las que debe contar son las siguientes:

- **Dimensiones:** el hotplate tiene que tener una longitud de 600 mm (límite superior fijado anteriormente) para así maximizar el área convectiva; una anchura algo mayor a la del TEM y un espesor que sea mínimo, para reducir el término conductivo asociado a la resistencia térmica.
- **Material:** el hotplate se debe fabricar con un material que tenga una elevada conductividad térmica para minimizar el término de la resistencia conductiva.
- **Circuito del agua:** desde el punto de vista de la ingeniería térmica, el agua tiene que describir una trayectoria que le permita absorber eficientemente el flujo de calor transmitido por los TEMs. Para ello, hay que tratar de maximizar el área convectiva por el lado del agua y aumentar la turbulencia, para así aumentar el número de Reynolds y de esta forma reducir la resistencia térmica del hotplate. Por otro lado, desde el punto de vista de la ingeniería de fluidos, hay que tratar de evitar los estrangulamientos y aspectos que hagan aumentar las pérdidas de carga. Además, es importante que la velocidad del agua se mantenga entre 0,5 y 2 m/s por el interior del hotplate para evitar estancamientos y ruido.

Ante la complejidad e importancia de este elemento de la instalación se ha decidido comparar el comportamiento de dos hotplates distintos realizando un estudio de caracterización térmica. Para ello, se ha comprado un hotplate a través de la plataforma de comercio electrónico *Alibaba* y se ha comparado su funcionamiento con un hotplate de diseño propio fabricado internamente en la Universidad Pública de Navarra. Los resultados de este estudio de caracterización térmica se muestran en el documento anexo, *COMPLEMENTO AL TRABAJO FIN DE MÁSTER*.

Hotplate Comercial – Alibaba

El *Hotplate Comercial* fue comprado en la empresa china *Alibaba*. Se trata de un hotplate fabricado en aluminio, con unas dimensiones 600 x 60 x 12 mm. y un total de seis canales por los que circula el agua. A pesar de que la empresa suministradora no facilitaba información acerca del circuito realizado por el agua ni tampoco información de las propiedades del aluminio empleado para su fabricación, se decidió la compra del dispositivo debido al escaso coste de la operación.



Figura 44. Hotplate Comercial - Alibaba. Foto 1.



Figura 45. Hotplate Comercial - Alibaba. Foto 2.

Una vez recibida la compra, se realizó un corte transversal al hotplate para así averiguar la geometría interna de los canales. Así se descubrió que no había ninguna conexión intermedia entre los canales salvo al comienzo y al final del hotplate, donde se realizaban las uniones a través de un agujero de 4 mm de diámetro.



Figura 46. Corte transversal realizado al Hotplate Comercial para averiguar la unión entre canales.

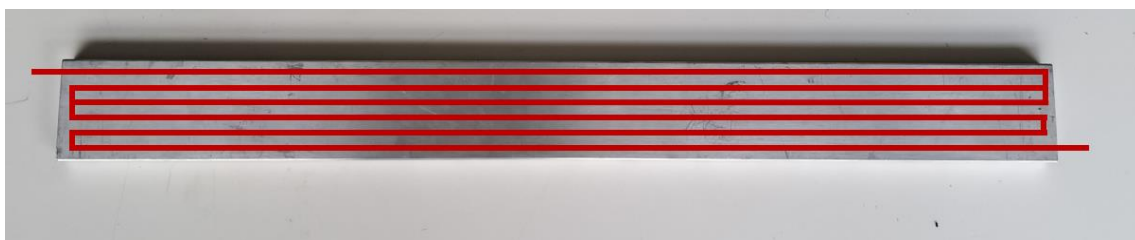


Figura 47. Recorrido seguido por el agua en el Hotplate Comercial.

Esta configuración del circuito del agua a través del hotplate cuenta con dos aspectos negativos. Por un lado, al no haber ninguna unión intermedia entre los canales, el flujo del agua circula perfectamente ordenado y en régimen laminar, lo que es negativo desde un punto de vista térmico para absorber calor. Por otro lado, aunque el diámetro de los canales sea de 7 mm, el agua tiene que pasar por el estrangulamiento que une un canal con otro, lo que puede producir una pérdida de carga considerable en la instalación.

Las dimensiones del *Hotplate Comercial* aparecen detalladas en la sección *PLANOS* del documento

Hotplate Taller – UPNA

El hotplate diseñado y fabricado en la Universidad Pública de Navarra tiene la ventaja de que se posee la capacidad de decisión sobre todos los aspectos que afectan al intercambiador de calor.

Este hotplate tiene unas dimensiones de **630 x 75 x 22 mm** y está compuesto por dos platos que superpuestos uno sobre el otro forman el intercambiador de calor.

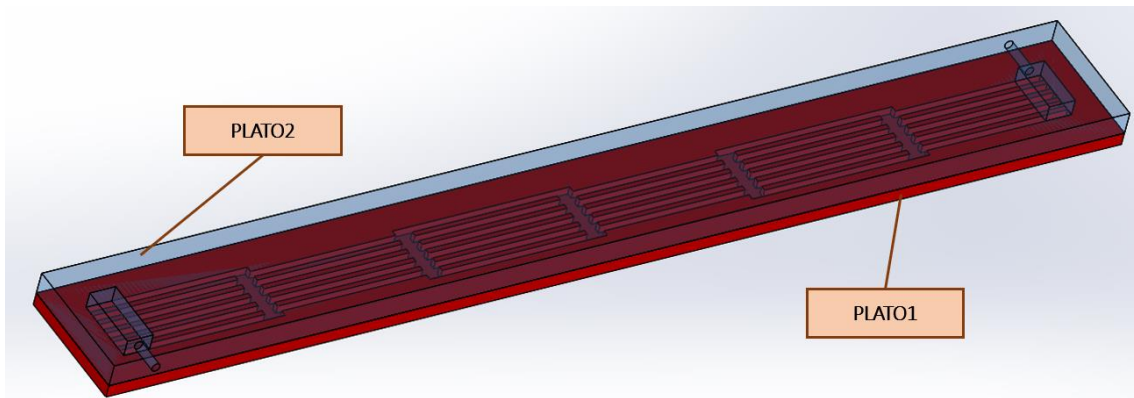


Figura 48. Hotplate UPNA, compuesto por las piezas Plato1 y Plato2. Diseño en SOLIDWORKS.

El *Plato1* es una placa de aluminio sobre la que van mecanizados los canales por los que circula el agua.

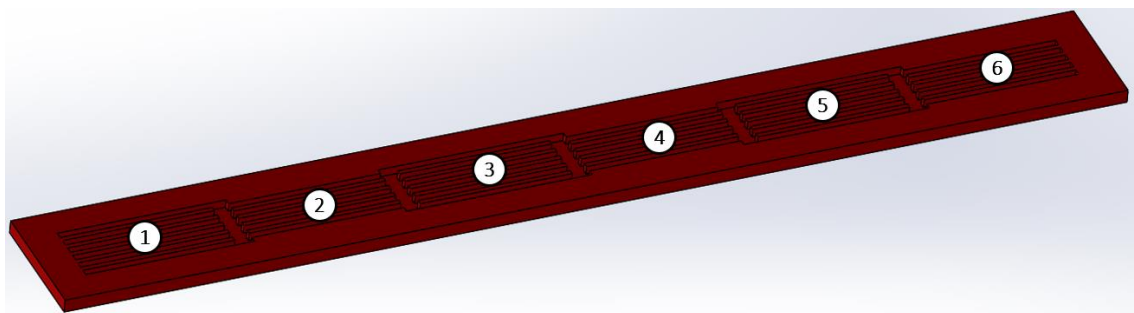


Figura 49. Plato1 del Hotplate UPNA. Diseño en SOLIDWORKS.

Los tramos 1, 3 y 5 del *Plato1* cuentan con 6 canales dispuestos en paralelo mientras que los tramos 2, 4 y 6 cuentan con 5 canales. La conexión entre los tramos pares e impares se lleva a cabo a través de un colector donde el agua se desordena debido a la unión al tresbolillo existente entre los canales de un tramo y los del siguiente. Con esto se consigue aumentar la turbulencia del agua para que la transmisión de calor al agua mejore con respecto a un flujo laminar.

CAPÍTULO 3. Selección, diseño y fabricación de los componentes de la THP.

Además, el número de canales y la sección de los mismos se ha diseñado para que la velocidad del agua se mantenga en todo momento entre 0,5 y 2 m/s, teniendo en cuenta el caudal que circula por el lazo de aerotermia, que se ha definido anteriormente en la *Figura 33*. Además, se han hecho modificaciones en la geometría de los canales tratando de maximizar el número de Reynolds, aspecto que tiene una gran influencia en el coeficiente de convección

Por otro lado, el *Plato2* es una placa también de aluminio donde se ha mecanizado un colector de entrada, que se encarga de distribuir el flujo de agua a los canales del tramo 1, y un colector de salida, que se encarga de captar el agua de los canales del tramo 6 y hacer que la corriente de agua salga del hotplate.

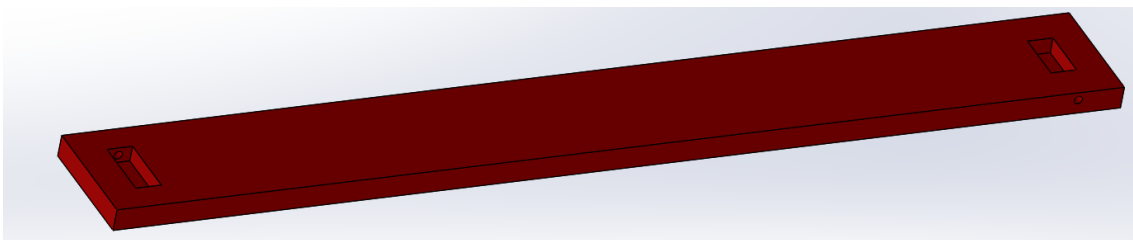


Figura 50. Plato2 del Hotplate UPNA. Diseño en SOLIDWORKS.

Hay que destacar que la entrada y la salida al hotplate se han mecanizado en caras contrapuestas del hotplate para hacer que la longitud seguida por los diferentes caminos del agua sea la misma, de forma que las pérdidas de carga sean iguales para todas las trayectorias y así circule el mismo caudal por todos los canales del intercambiador de calor.

En cuanto a la elección del material para la fabricación del hotplate se realizó la compra en *Alu – Stock* [55], donde se estudió todo el catálogo de aleaciones de aluminio de este proveedor y se **escogió la aleación de aluminio con mayor conductividad térmica, que fue la 1050A**. Esta aleación está compuesta por aluminio en un 99,5% y en menor medida por hierro y silicio, y cuenta con una conductividad térmica de 229 W/m·K.

En la *Figura 51* se puede observar el resultado tras la fabricación del *Plato1* y el *Plato2*.

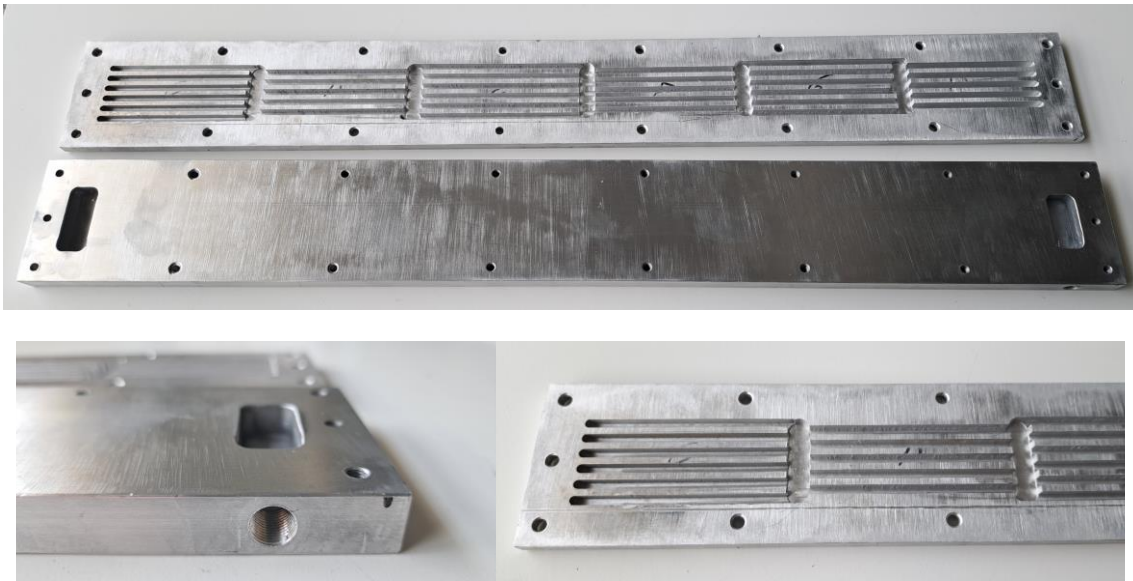


Figura 51. Plato1 y Plato2 del Hotplate UPNA una vez fabricados.

Para evitar fugas de agua al hacer el ensamblaje de los platos se ha echado una silicona sellante llamada *Silkron SPG Plus* tal y como se muestra a continuación.



Figura 52. Colocación de la silicona sellante para evitar fugas de agua en el hotplate

Únicamente faltaría el ensamblaje de ambos platos a través de uniones atornilladas. Para ello se han mecanizado agujeros para que las cabezas de los tornillos se encuentren alojadas en el *Plato1* y se han mecanizado agujeros roscados en el *Plato2*.



Figura 53. Hotplate UPNA ensamblado y terminado.

El diseño con las dimensiones del *Hotplate UPNA* también aparece detallado en la sección *PLANOS* del documento.

Estudio teórico de la resistencia térmica del *Hotplate UPNA*

A continuación, se presenta el estudio teórico de las resistencias térmicas realizado para el intercambiador de calor tipo hotplate fabricado en la Universidad, tratando de cumplir dos objetivos: por un lado, estudiar la influencia que tienen los distintos aspectos constructivos del intercambiador en la resistencia térmica del mismo, comprobando que se ha realizado un buen diseño del *Hotplate UPNA*; por otro lado, obtener valores teóricos de resistencia térmica del *Hotplate UPNA* para diferentes caudales de agua, con el fin de comparar dichos valores teóricos con resultados experimentales obtenidos a través de los ensayos de caracterización térmica, los cuales se presenta en el documento anexo, *COMPLEMENTO AL TRABAJO FIN DE MÁSTER*.

Para la elaboración del estudio teórico de resistencias térmicas que se presenta a continuación se ha utilizado un diseño simplificado al del *Hotplate UPNA*, eliminando los colectores intermedios que imposibilitarían la realización de un cálculo de estas características. El diseño del *Plato1* que se va a estudiar se muestra a través de la *Figura 54*.

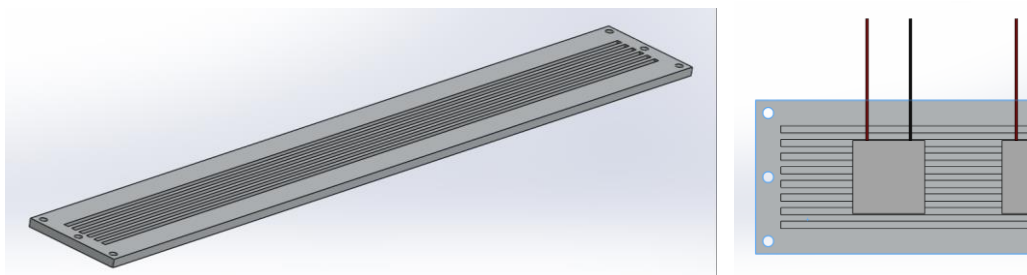


Figura 54. Diseño del hotplate simplificado para la obtención de la resistencia térmica por TEM del hotplate a partir de un estudio teórico.

La resistencia térmica global del intercambiador de calor consta de cuatro componentes:

$$R_{total} = R_{convección} + R_{conducción} + R_{constricción} + R_{contacto} \quad (7)$$

Siendo:

- R_{total} : Resistencia total ($K \cdot W^{-1}$)
- $R_{convección}$: Resistencia convectiva ($K \cdot W^{-1}$)
- $R_{conducción}$: Resistencia conductiva ($K \cdot W^{-1}$)
- $R_{constricción}$: Resistencia constrictiva ($K \cdot W^{-1}$)
- $R_{contacto}$: Resistencia de contacto ($K \cdot W^{-1}$)

Resistencia convectiva

La resistencia de convección se ha calculado considerando las paredes que separan cada uno de los canales como aletas, así que la expresión de esta componente de la resistencia térmica queda como:

$$R_{\text{convección}} = \frac{1}{\eta \cdot h \cdot A} \quad (8)$$

Siendo:

- η : Eficiencia de la aleta
- h : Coeficiente de convección ($\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$)
- A : Área convectiva (m^2)

Donde la eficiencia de la aleta se obtiene empleando las expresiones para aletas rectangulares:

$$m = \sqrt{2h/kt} \quad (9)$$

$$L_c = L + t/2 \quad (10)$$

$$A_{\text{fin}} = 2wL_c \quad (11)$$

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (12)$$

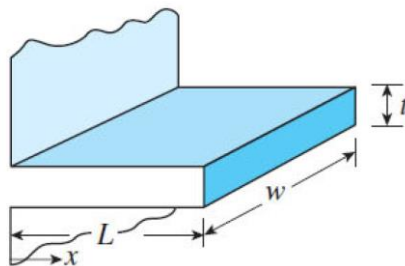


Figura 55. Esquema para el cálculo de la eficiencia de aleta.

El coeficiente de convección se ha obtenido a partir de la expresión para tubos cortos de Sieder y Tate, para régimen laminar, que se recoge a continuación:

$$Nu_D = 1,86 \cdot \left[\left(\frac{D}{L} \right) \cdot Re_D \cdot Pr \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} = \frac{h \cdot D}{k} \quad (13)$$

Válido para:

- $0,48 < Pr < 16.700$
- $(D/L) \cdot Re \cdot Pr > 10$
- Propiedades, excepto μ_s a la media t_b
- μ_s a la media t_b

Resistencia conductiva

La resistencia de conducción se ha calculado a partir de la expresión que se muestra a continuación:

$$R_{\text{conducción}} = \frac{e}{k \cdot A} \quad (14)$$

Siendo:

- e : Espesor de material (m)
- k : Conductividad térmica ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$)
- A : Área conductiva (m^2)

Resistencia constrictiva

La constrictión es la componente de la resistencia térmica que representa la oposición al flujo de calor al hacer circular dicho flujo de calor desde un área de un tamaño hacia un área de un tamaño mayor.

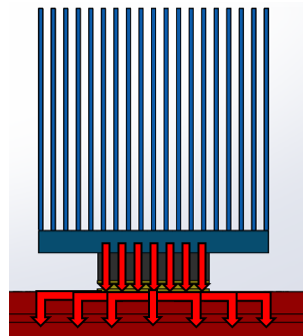


Figura 56. Esquema con la diferencia de áreas entre el TEM y el hotplate por las que tiene que atravesar el flujo de calor.

La resistencia constrictiva se ha calculado a partir de las expresiones que se muestran a continuación, las cuales han sido publicadas en bibliografía científica [56]:

$$R_{k2, \text{const}}^H = \frac{\Psi^H}{N_{TEM} \cdot k^H \cdot \sqrt{A_{TEM}}} \quad (15)$$

$$\Psi^H = \frac{1}{2} \cdot (1 - \epsilon^H)^{3/2} \cdot \Phi_c^H \quad (16)$$

$$\Phi_c^H = \frac{\tanh(\lambda_c^H \cdot \tau^H) + \frac{\lambda_c^H}{Bi^H}}{1 + \frac{\lambda_c^H}{Bi^H} \cdot \tanh(\lambda_c^H \cdot \tau^H)} \quad (17)$$

$$\lambda_c = \pi + 1/(\sqrt{\pi} \cdot \epsilon) \quad (18)$$

$$Bi = h_b \cdot (\sqrt{A_c}/\pi)/k \quad (19)$$

$$\tau = e_c/\sqrt{A_c/\pi} \quad (20)$$

$$\epsilon = \sqrt{A_{TEM}/\pi} / \sqrt{A_c/\pi} \quad (21)$$

$$R_{k2,const}^H = \frac{\Psi^H}{N_{TEM} \cdot k^H \cdot \sqrt{A_{TEM}}} \quad (22)$$

Resistencia de contacto

La resistencia térmica de contacto se refiere a la resistencia que experimenta un flujo de calor cuando la energía térmica se transfiere a través de la interfaz entre dos materiales en contacto directo. Esta resistencia se debe a las diferencias en las propiedades térmicas de los materiales y a las imperfecciones en la superficie de contacto. Se ha tomado un valor de 0,04 K/W [57] para la resistencia de contacto.

En la *Tabla 7* se muestra el procedimiento seguido, así como el valor obtenido de resistencia térmica aplicando esta metodología al *Hotplate UPNA*. Para ello se han introducido las condiciones constructivas, geométricas y de operación que se han explicado previamente en el documento.

También hay que destacar que a través del diseño del *Hotplate UPNA* y con este estudio teórico no se pretende encontrar la solución óptima para esta aplicación. Eso requeriría de un estudio mucho más sofisticado empleando modelos computacionales con Matlab o Ansys Fluent, y combinando los resultados obtenidos con estudios experimentales. Este estudio tiene como objetivo asentar las bases en la caracterización térmica de intercambiadores de calor con agua, algo novedoso dentro del grupo de investigación en el que se enmarca el presente proyecto.

CAPÍTULO 3. Selección, diseño y fabricación de los componentes de la THP.

CONDICIONES DE CONTORNO		
Caudal	litros/hora	300
Nº canales	-	6
Ancho canal	mm	4
Alto canal	mm	5
Ancho útil	mm	57
Largo útil	mm	622
Nº TEMs	-	7

CONVECCIÓN		
Área convectiva	m ²	0,010
Área transversal total	m ²	0,00012
Velocidad	m/s	0,69
h	W/m ² ·K	1391
t _b	°C	35
μ	kg/m·s	0,0007196
ρ	kg/m ³	994,1
c _p	J/kg·K	4179
k _{agua}	W/m·K	0,6221
D	m	0,0044
L	m	0,6
Re	-	4264
Pr	-	4,8
Nu	-	9,9
h·A	W/K	13,4
η	-	0,95
t	m	0,0035
k _{aluminio}	W/m·K	229
m	-	59
L	m	0,005
L _c	m	0,00675
w	m	0,622
A _{fin}	m ²	0,0084
R_{CONVECCIÓN}	K/W	0,079

CONTACTO		
R_{CONTACTO}	K/W	0,040

CONDUCCIÓN		
e	m	0,0055
k _{aluminio}	W/m·K	229
A	m ²	0,0016
R_{CONDUCCIÓN}	K/W	0,015

CONSTRICCIÓN		
A _{TEM}	m ²	0,002
a	m	0,057
b	m	0,089
A _c	m ²	0,005
ε	-	0,565
e _c	m	0,015
τ	-	0,375
h _b	W/m ² ·K	1391
k	W/m·K	229
Bi	-	0,14
λ _c	-	4,14
tanh(λ _c ^H · τ ^H)	-	0,91
λ _c ^H /Bi ^H	-	30,2
Φ _c ^H	-	1,09
ψ ^H	-	0,16
N _{TEM}	-	1
R_{CONSTRICCIÓN}	K/W	0,017

TOTAL		
R_{TOTAL}	K/W	0,151
R_{CONVECCIÓN}	K/W	0,079
R_{CONDUCCIÓN}	K/W	0,015
R_{CONSTRICCIÓN}	K/W	0,017
R_{CONTACTO}	K/W	0,040

Tabla 7. Tablas de cálculo teórico de la resistencia térmica por TEM del hotplate con cada una de sus componentes: convectiva, conductiva, constrictiva y de contacto.

Realizando este mismo cálculo para diferentes caudales de agua, se obtiene la variación de la resistencia térmica por TEM en función del caudal a partir de este estudio teórico.

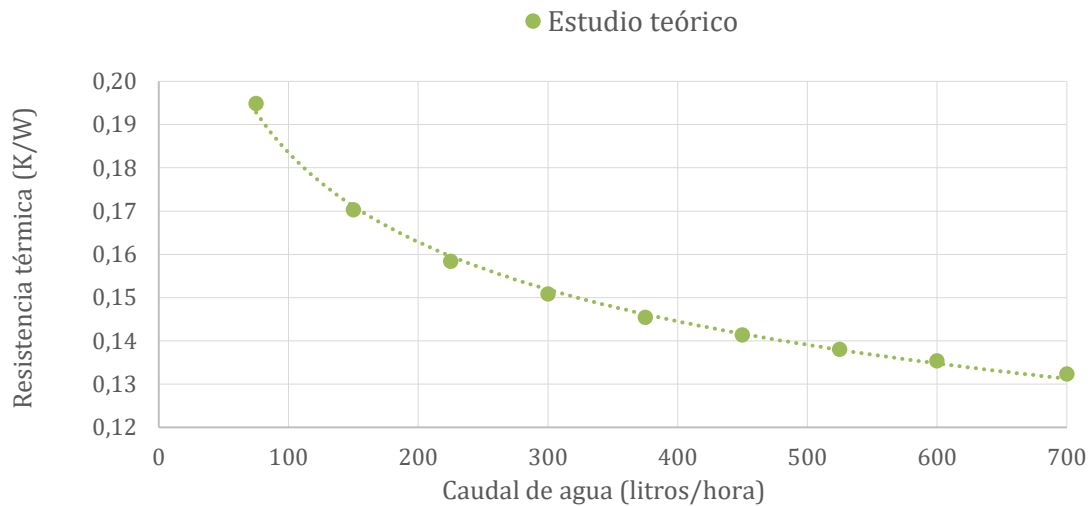


Figura 57. Variación de la resistencia térmica del hotplate en función del caudal a partir del estudio teórico.

Como se observa a través de la *Figura 57*, la resistencia térmica disminuye al aumentar el caudal de agua, tomando valores de resistencia térmica por TEM entre $0,132 - 0,195 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$ para caudales de agua entre 75 y 700 litros/hora, lo que supone una variación máxima del 48 %. Esto se debe a que, al aumentar el caudal, también aumenta la velocidad del agua y con ella el número de Reynolds. Esto hace que el coeficiente de convección crezca, disminuyendo, por lo tanto, la componente convectiva de la resistencia térmica y, como consecuencia, haciendo que la resistencia térmica global se reduzca.

Los valores obtenidos a través de este estudio teórico se comparan con los obtenidos mediante ensayos experimentales de caracterización térmica en el documento anexo, *COMPLEMENTO AL TRABAJO FIN DE MÁSTER*.

3.1.5 Deflector

El deflector es el elemento de la bomba de calor aire – agua que está diseñado para evitar que el flujo de aire impacte directamente sobre el foco caliente (hotplate), redirigiendo la dirección del aire hacia el dissipador de aletas.

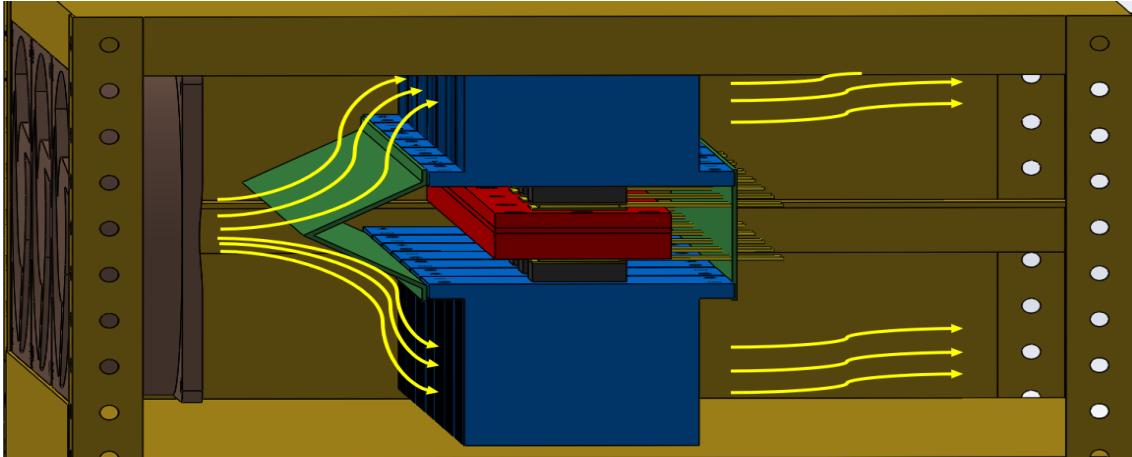


Figura 58. Deflector redirigiendo la corriente de aire a la salida de los ventiladores. Diseño en SOLIDWORKS.

Con esto se consigue mejorar la eficiencia del sistema haciendo que la totalidad de la corriente de aire circule entre las aletas del dissipador, que es por donde se debe absorber el calor del ambiente, y evitando también que existan pérdidas de calor a través del foco caliente debido a esta convección forzada.

3.1.6 Aislante

El aislante se emplea en la bomba de calor aire – agua para evitar los puentes térmicos entre los focos caliente y frío, favoreciendo que el flujo de calor siga el recorrido diseñado de antemano.

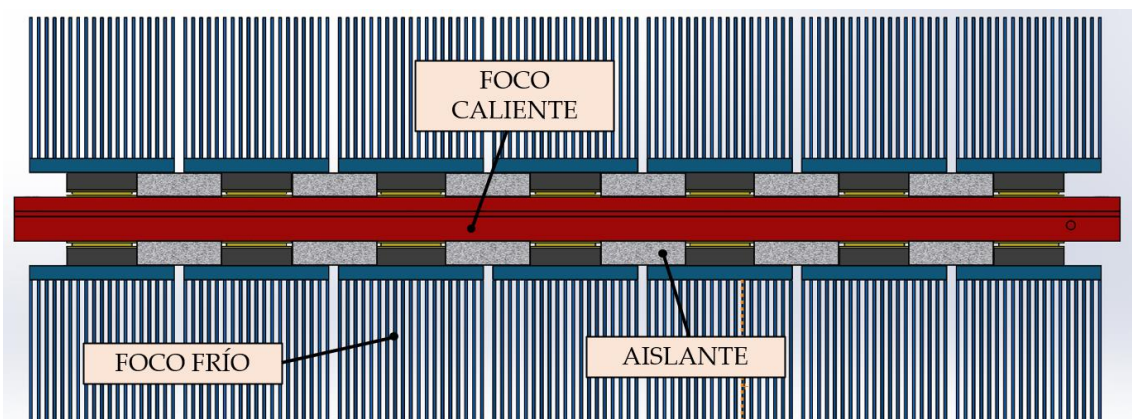


Figura 59. Localización del aislante en la bomba de calor aire – agua. Fotografía frontal. Diseño en SOLIDWORKS.

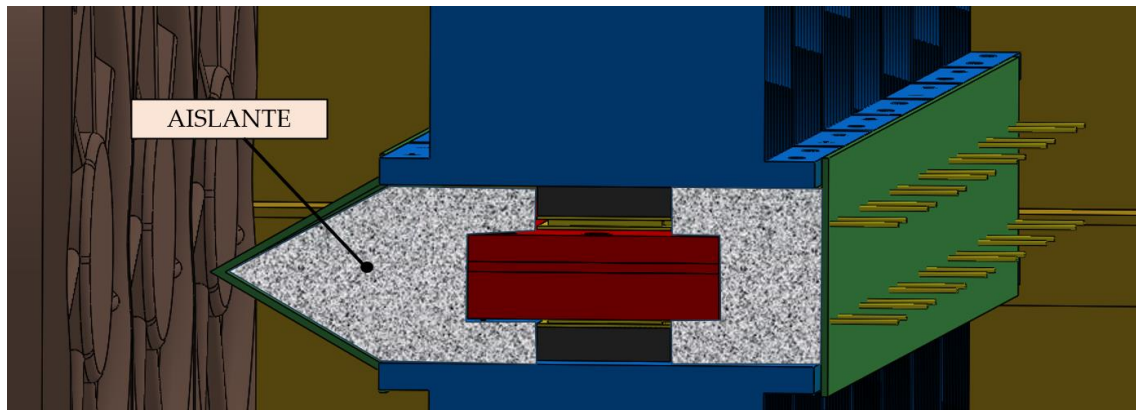


Figura 60. Localización del aislante en la bomba de calor aire – agua. Fotografía lateral. Diseño en SOLIDWORKS.

En la bomba de calor aire – agua se emplean dos tipos de aislantes con características diferentes. Por un lado, se emplea aerogel de sílice ($\lambda = 0,016 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) [58] debido a su facilidad en el manejo y su consistencia para crear diferentes geometrías de aislamiento. Por otro lado, también se emplea lana de roca ($\lambda = 0,034 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) [59] que tiene excelentes propiedades aislantes y es un material con una gran capacidad para adaptarse a cualquier contorno.

3.1.7 Heat extender

El heat extender es el elemento de la bomba de calor aire – agua que se coloca en contacto con el TEM, entre el hotplate y el dissipador de aletas, y cuya función es la de separar físicamente los focos caliente y frío del sistema, pudiendo colocar de esta forma un mayor espesor de aislante y evitando los puentes térmicos, que son una fuente muy importante de pérdidas de calor.

Para conseguir este objetivo es necesario que esté fabricado de un material con muy buena conductividad térmica, para minimizar el término de la resistencia conductiva. Por este motivo, el heat extender se ha fabricado con el mismo material que el *Hotplate UPNA*, es decir, con la **aleación de aluminio 1050A** que tiene una conductividad térmica de $229 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

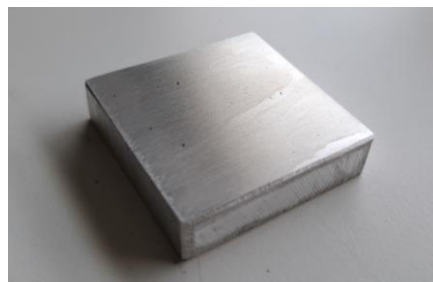


Figura 61. Heat extender de dimensiones $40 \times 40 \times 10 \text{ mm}$

Las dimensiones del heat extender son 40 x 40 x 10 mm., es decir, misma superficie frontal que la del TEM, para anular la resistencia constrictiva, y un espesor de 10 mm., atendiendo a un estudio publicado [60] en el que se demostraba que colocando un heat extender de esas dimensiones sobre el TEM, se conseguía reducir la resistencia térmica global.

3.1.8 Estructura

La bomba de calor aire – agua requiere de una estructura sobre la que colocar cada uno de los elementos que la componen: ventiladores, hotplates, disipadores de aletas...

A modo de estructura se ha empleado una estantería modular comprada en RS de 5 baldas y de dimensiones 1800 x 900 x 450 mm [61], que se ha adaptado atendiendo a las necesidades requeridas para la bomba de calor.



Figura 62. a) Estantería modular de 5 baldas RS. [61] b) Estantería adaptada para bomba de calor aire – agua

Una vez realizada la selección, diseño y fabricación de cada uno de los elementos que componen la bomba de calor aire – agua se está en situación de realizar el ensamblaje de todos sus componentes. De esta forma, a continuación, se van a mostrar una serie de fotografías que ilustran el proceso de montaje de la misma.



Figura 63. Proceso de fabricación de la bomba de calor aire – agua.

3.2 FANCOIL

En este apartado se va a explicar el proceso llevado a cabo para el dimensionamiento del suelo radiante y la selección del modelo de fancoil que aparece nombrado con la letra e) en el esquema del banco de ensayos de la *Figura 28*.

El suelo radiante es un sistema de calefacción que consiste en la instalación de tuberías por debajo del suelo de una habitación por las que circula agua caliente proveniente de una fuente de calor, como puede ser una caldera o un sistema de bomba de calor.

El suelo radiante ofrece varias ventajas, como una distribución uniforme del calor, la reducción de corrientes de aire y la eliminación de radiadores visibles que ocupan espacio en las paredes. Además, suele ser más eficiente en términos energéticos que otros sistemas de calefacción convencionales, ya que puede operar a temperaturas más bajas al aumentar considerablemente la superficie de intercambio de calor con respecto a los radiadores de pared tradicionales.

El suelo radiante, además, tiene la posibilidad de convertirse en suelo refrescante sin nada más que haciendo circular agua por las tuberías a una temperatura más baja que la de la temperatura ambiente.

La forma de representar el modo de operación del suelo radiante/refrescante en el banco de ensayos es mediante un fancoil. El fancoil es un dispositivo utilizado para climatización que contiene un intercambiador de calor de tubos con aletas y un ventilador, y cuya función principal es regular la temperatura en un espacio interior.

El modelo seleccionado de fancoil para el banco de ensayos ha sido el *KFCI-800 SL 2.0* fabricado por *KOSNER* [62].



Figura 64. Fancoil modelo KFCI-800 SL 2.0 fabricado por KOSNER. [62]

Para llevar a cabo el dimensionamiento de potencias del fancoil, fue necesario realizar un cálculo previo para obtener la variación del producto $U \cdot A$ en función del caudal de aire. Esto se debe a que la información acerca del funcionamiento de la máquina era dado por el fabricante a través de los datos recogidos al realizar ensayos térmicos llevados a cabo bajo diferentes condiciones de contorno, tal y como aparece recogido en la sección *HOJAS DE ESPECIFICACIONES* del documento.

Para ello se hizo uso de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (23)$$

Siendo:

- \dot{Q} : Potencia calorífica (W)
- U : Coeficiente global de transmisión de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
- A : Área de referencia (m^2)
- ΔT : Diferencia de temperaturas logarítmica media (K)

E igualando las ecuaciones (6) y (23) y considerando las propiedades del agua constantes a una temperatura de 45 °C ($\rho = 990,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $c_p = 4182 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), se puede obtener la gráfica de variación del factor $U \cdot A$ con respecto al caudal de agua.

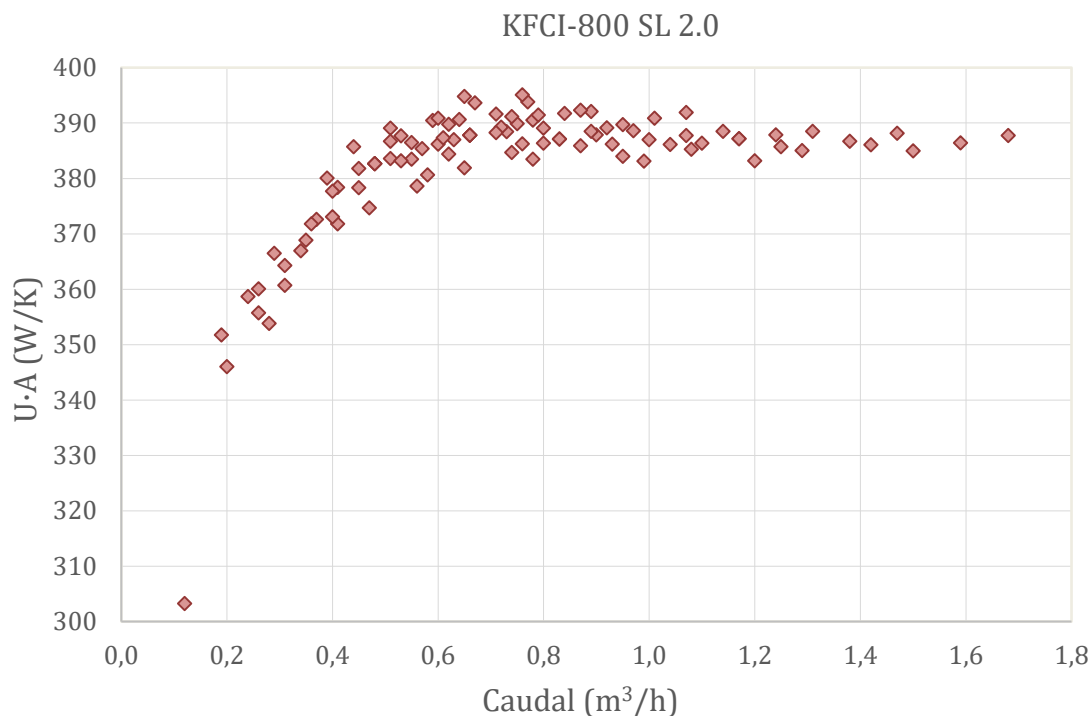


Figura 65. Variación del producto $U \cdot A$ frente al caudal de aire en el fancoil modelo KFCI-800 SL 2.0 de KOSNER.

De esta forma se pueden estudiar diferentes escenarios reales en los que debería poder trabajar el fancoil y así comprobar si tiene la suficiente capacidad de disipación de calor o no. Un escenario de operación crítico para el fancoil sería con una temperatura ambiente de 30 °C (la máxima registrada en el taller en verano), circulando el caudal nominal de la instalación de 400 litros/hora, con una temperatura de entrada del agua de 40 °C y un salto térmico de 5 °C. Ante este escenario sería necesario un producto $U \cdot A$ de $319 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, que como se puede apreciar a través de la Figura 65, sí que es asumible por parte del fancoil.

Para el resto de las situaciones que resulten más favorables para el funcionamiento de la máquina, únicamente sería necesario reducir la potencia del ventilador o bien, aumentar las pérdidas de carga cubriendo parte de los tubos con aletas del intercambiador de calor. De hecho, para llevar a cabo la regulación de la temperatura de la estancia, **el fancoil cuenta con un mando de control de siete velocidades del ventilador** que puede facilitar esta tarea.

3.3 DEPÓSITO A TEMPERATURA MEDIA

A continuación, se va a seguir con el dimensionamiento del depósito a temperatura media que aparece nombrado con la letra a) en el esquema del banco de ensayos de la Figura 28. Este elemento del sistema representa la inercia del

suelo radiante que en una vivienda no existe como tal, ya que se tienen muchos metros de tubería por lo que el volumen de agua acumulada ya es grande persé. En el banco de ensayos el suelo radiante es representado a través del fancoil, cuya longitud de tubo es pequeña, por lo que es necesario modelizar con este depósito cierto volumen de agua que se almacene **a una temperatura en torno a los 35 °C** para que el banco de ensayos se asemeje en la mayor medida posible a la realidad. Teniendo en cuenta todo esto, **se ha fijado en 35 litros el volumen del depósito a temperatura media.**

Para saber el tiempo necesario para alcanzar el régimen estacionario utilizando exclusivamente la potencia calorífica instalada en la primera etapa se ha hecho un pequeño cálculo empleando la siguiente ecuación.

$$Q = \dot{Q} \cdot t = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (24)$$

Siendo:

- Q : Energía calorífica (J)
- \dot{Q} : Potencia calorífica (W)
- t : Tiempo (s)
- V : Volumen (m^3)
- ρ : Densidad ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
- c_p : Calor específico ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
- ΔT : Diferencia de temperaturas entre el inicio y el fin (K)

Para el cálculo se ha tomado el dato de potencia calorífica por etapa de la *Tabla 3*, un volumen del depósito de 35 litros, las propiedades del agua se han considerado constantes a una temperatura de 20 °C ($\rho = 998,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $c_p = 4182 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) y se ha considerado la temperatura inicial del depósito en 10 °C (igual a la de la red de abastecimiento de agua) y la temperatura final en 35 °C.

Con estas condiciones de contorno se tiene que **el tiempo hasta alcanzar el régimen estacionario es de 0:15:47 h/m/s alimentando los TEMs a la tensión óptima y de 0:07:22 h/m/s a la tensión máxima.**

Una vez dimensionado el depósito se contactó con la empresa *TARRE* para que se encargaran de la fabricación de un acumulador inercial de 35 litros y suficientemente aislado para la acumulación de agua a 35 °C. A su vez, se pidió que el depósito contase con 4 tomas para la entrada/salida de agua y 3 tomas para

sondas de temperatura situadas en la superficie lateral, y una toma situada en la base para el vaciado y otra en la superficie superior para el llenado.



Figura 66. Depósito acumulador inercial de 35 litros para la acumulación de agua a 35 °C fabricado por TARRE.

3.4 BOMBA DE CALOR AGUA – AGUA

En este apartado se va a detallar el diseño de la bomba de calor agua – agua que aparece nombrada con la letra d) en el esquema del banco de ensayos de la *Figura 28*.

Es un equipo muy similar a la bomba de calor de aerotermia, pero cuyo intercambio de calor se da entre dos corrientes de agua, con las consecuencias que esto tiene en la selección de los intercambiadores de calor.

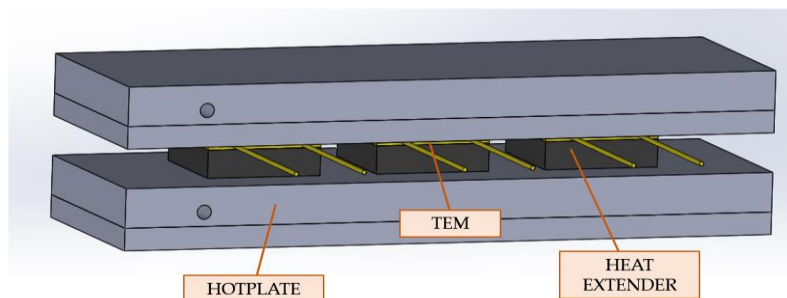


Figura 67. Unidad patrón de la bomba de calor agua – agua, así como sus componentes.

De esta forma, se ha eliminado el ventilador, deflector y dissipador de aletas con respecto a la bomba de calor aire – agua, empleando intercambiadores de calor tipo hotplate para ambos lados del TEM.

La bomba de calor agua – agua va a estar compuesta por un total de 14 unidades patrón como las de la *Figura 67* para conseguir la potencia calorífica instalada por

etapa fijada con anterioridad a través de la *Tabla 3* y por la que se requieren 42 TEMs por etapa.

Cada unidad patrón cuenta con dos hotplates, tres TEMs y 3 heat extender, además de material aislante para evitar puentes térmicos entre los dos focos de temperatura.

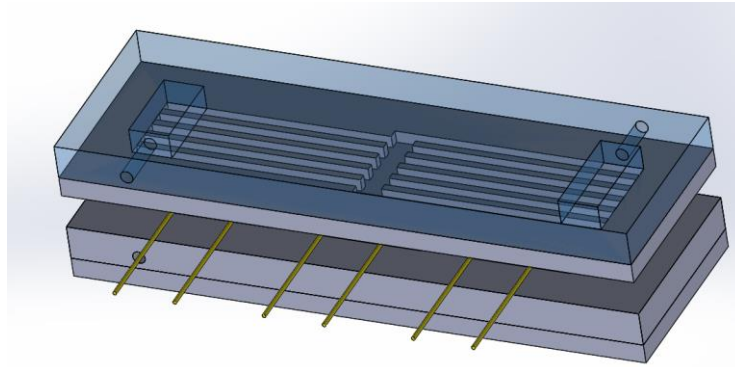


Figura 68. Bomba de calor agua – agua, detallando la geometría interior del intercambiador de calor tipo hotplate.

La función y el diseño de cada uno de los componentes de esta bomba de calor es común a la bomba de calor de aerotermia, que se ha explicado en detalle en el apartado 3.1. El único elemento que sufre una pequeña variación en las dimensiones es el hotplate. El motivo de esta reducción de la longitud de este intercambiador de calor se hace para reducir el número de TEMs por unidad patrón, ya que la colocación de un gran número de TEMs iba a complicar considerablemente el ensamblaje de todos los componentes, haciendo muy difícil que el contacto entre cada uno de los TEMs y los hotplates fuese adecuado.

El diseño con las dimensiones de este nuevo tipo de hotplate para la bomba de calor agua – agua aparece también detallado en la sección *PLANOS* del documento.

3.5 DEPÓSITO A TEMPERATURA ALTA

A continuación, se va a seguir con el dimensionamiento del depósito a temperatura alta que aparece nombrado con la letra b) en el esquema del banco de ensayos de la *Figura 28*. Este elemento del sistema representa el **depósito para la acumulación de agua caliente sanitaria (ACS)**. El depósito cuenta con un **volumen 100 litros** que permite cubrir las necesidades de una vivienda de 2 personas. Por otro lado, la **temperatura consigna del depósito se ha fijado en 55 °C**, valor muy estandarizado tanto en el funcionamiento de una bomba de

calor como en la realización de ensayos térmicos para la obtención de certificados energéticos. Con respecto a la normativa relacionada con la legionela, hay que destacar que el Real Decreto 865/2003 [63] no aplica a viviendas. Como consecuencia, no es necesario garantizar que el depósito de ACS se mantenga de forma estacionaria a una temperatura superior a 60 °C, aunque sí que resulta aconsejable que la THP tenga la capacidad de alcanzar puntualmente esas temperaturas.

Para saber el tiempo necesario para alcanzar el régimen estacionario utilizando exclusivamente la potencia calorífica instalada en la segunda etapa se ha hecho el cálculo análogo al realizado con el depósito a temperatura media, empleando la ecuación (24).

Para el cálculo se ha tomado el dato de potencia calorífica por etapa de la *Tabla 3*, un volumen del depósito de 100 litros, las propiedades del agua se han considerado constantes a una temperatura de 40 °C ($\rho = 992,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $c_p = 4179 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) y se ha considerado la temperatura inicial del depósito en 10 °C (igual a la de la red de abastecimiento de agua) y la temperatura final en 55 °C.

Con estas condiciones de contorno se tiene que **el tiempo hasta alcanzar el régimen estacionario es de 1:47:33 h/m/s alimentando los TEMs a la tensión óptima y de 0:50:13 h/m/s a la tensión máxima.**

Una vez dimensionado el depósito también se contactó con la empresa *TARRE* para que se encargaran de la fabricación de un acumulador inercial de 100 litros y suficientemente aislado para la acumulación de agua a 55 °C. A su vez, se pidió que el depósito contase igualmente con 4 tomas para la entrada/salida de agua y 3 tomas para sondas de temperatura situadas en la superficie lateral, y una toma situada en la base para el vaciado y otra en la superficie superior para el llenado.



Figura 69. Depósito acumulador inercial de 100 litros para la acumulación de agua a 55 °C fabricado por TARRE

3.6 BOMBAS DE AGUA

En este apartado se va a detallar el modelo de bomba de agua seleccionado para la instalación. Como se observa en la *Figura 33*, son necesarias cuatro bombas de agua que están situadas en diferentes puntos de la instalación. Dichas bombas de agua no tienen que ser capaces de vencer grandes diferencias de altura, basta con que sean capaces de circular el caudal fijado para cada lazo de la instalación (*Figura 33*), venciendo las pérdidas de carga.

El modelo de bomba de agua seleccionado es la **WILO Stratos PICO 15/1-6** [64], diseñada para sistemas de calefacción y capaz de proporcionar entre 5 y 6 m.c.a para los caudales de agua fijados para la instalación, suficiente debido a que no va a ser necesario superar grandes pérdidas de carga en una aplicación de este tipo.



Figura 70. Bomba de agua WILO Stratos PICO 15/1-6. [64]

La curva característica de la bomba de agua, así como el resto de información de interés, aparecen recogidos en la sección *HOJAS DE ESPECIFICACIONES* del documento.

3.7 VASO EXPANSOR

El vaso de expansión es el componente utilizado en la instalación para permitir la expansión y contracción térmica del agua debido a los cambios de temperatura. Este elemento de la THP ayuda a mantener la presión del sistema dentro de rangos seguros.

En el contexto de sistemas de calefacción, refrigeración o sistemas hidráulicos, los cambios de temperatura pueden causar que el fluido se expanda o se contraiga. Si no se permite esta expansión, la presión interna del sistema podría aumentar peligrosamente o caer por debajo de niveles funcionales, lo que podría dañar los componentes o afectar el rendimiento del sistema.

La forma de dimensionar un vaso de expansión cerrado se obtiene del capítulo 9 de la norma *UNE 100155:2004* [65].

El volumen total de un vaso de expansión cerrado se calcula con la siguiente expresión:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p \quad (25)$$

Siendo:

- V_t : Volumen total del vaso de expansión (litros)
- V : Volumen total de agua en la instalación (litros)
- C_e : Coeficiente de expansión
- C_p : Coeficiente de presión

El coeficiente de expansión (C_e) es función de la temperatura máxima, y viene definido por la siguiente expresión:

$$C_e = (3,24 \cdot t^2 + 102,13 \cdot t - 2708,3) \cdot 10^{-6} \quad (26)$$

Siendo:

- t : Temperatura máxima del circuito (°C)

CAPÍTULO 3. Selección, diseño y fabricación de los componentes de la THP.

El coeficiente de presión (C_p) es función de la presión de tarado y de la presión de llenado en el punto donde se instala el vaso, y viene definido por la siguiente expresión:

$$C_p = \frac{P_M}{P_M - P_m} = \frac{0,9 \cdot P_{vs} + 1}{0,9 \cdot P_{vs} + 1 - (P_0 + 1)} \quad (27)$$

Siendo:

- P_{vs} : Presión manométrica de tarado (bar)
- P_0 : Presión manométrica de llenado en el punto de instalación del vaso (bar)

Aplicando las ecuaciones (25), (26) y (27), y considerando un volumen total de agua en la instalación de 150 litros, una temperatura máxima de 70 °C, una presión manométrica de tarado de 3 bar y una presión manométrica de llenado en el punto de instalación del vaso de 1 bar, se obtiene que es necesario un vaso expansor de 6,63 litros de volumen.

Como consecuencia, se ha escogido un **vaso expansor** de membrana recambiable para instalaciones de ACS del fabricante **WAFT**, que tiene un volumen de 8 litros y una presión máxima de 10 bar.



Figura 71. Vaso expansor del fabricante WAFT de 8 litros y 10 bar de presión máxima.

3.8 DISPOSITIVOS DE SENSORIZACIÓN

En este apartado se van a indicar los sensores y dispositivos de medición que se van a utilizar en el banco de ensayos para conocer el comportamiento de la THP de forma detallada.

3.8.1 Temperatura

Como sondas de temperatura se han escogido de dos tipos: el **modelo NiCr-Ni-sensor FTA 15 P** y el modelo *NiCr-Nithermowire T 190-0*, ambas del fabricante *AHLBORN* [66]. La primera de ellas permite la medición de la temperatura del agua de la instalación por inmersión, mientras que la segunda se emplea para medir temperaturas por contacto.



Figura 72. Sondas de temperatura de AHLBORN. a) Modelo NiCr-Ni-sensor FTA 15 P [66] b) Modelo NiCr-Nithermowire T 190-0 [66]

3.8.2 Caudal

Como medida de caudal para la instalación se ha empleado el modelo *FVA 645-GV18QT5*, también de *AHLBORN* [66].



Figura 73. Caudalímetro de AHLBORN. Modelo FVA 645-GV18QT5. [66]

3.8.3 Presión

La medida de presión se ha realizado a través del manómetro de *AHLBORN* modelo *FVA 915 VTHM* [66].



Figura 74. Manómetro de AHLBORN. Modelo FVA 915 VTHM. [66]

3.8.4 Adquisidor de datos

Por último, es necesario un sistema de adquisición de datos que recoja todos los datos de temperatura, caudal y presión medidos por las sondas. Para ello se ha escogido el equipo *ALMEMO FVA 915 VTHM* de *AHLBORN* [66], compatible con las sondas seleccionadas anteriormente.



Figura 75. Data logger ALMEMO 5690 del fabricante AHLBORN. [66]

Toda la información de interés acerca de las sondas empleadas en la instalación se recoge en la sección *HOJAS DE ESPECIFICACIONES* del documento.

3.9 ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA

En este apartado se va a explicar el material hidráulico que se va a emplear para la instalación del banco de ensayos.

En primer lugar, hay que decir que se ha escogido como tubería principal el **tubo de cobre de 10 mm**, diámetro que permite mantener la velocidad del agua entre 0,5 y 2 m/s, teniendo en cuenta los caudales detallados en la *Figura 33*.

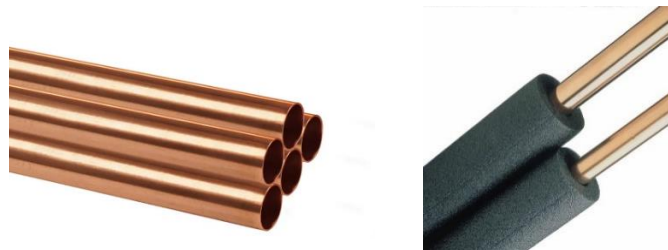


Figura 76. a) Tubo de cobre de 10 mm. b) Tubo de cobre con coquilla

El empleo de tubería metálica para toda la instalación lleva asociada la ventaja de poder medir la temperatura del agua empleando sondas de temperatura en

contacto con el exterior del tubo. Este método resulta mucho más económico y manejable que la medición de la temperatura del agua a través de sondas de inmersión, y el resultado de la medida es igualmente preciso. No obstante, la tubería metálica hace que se tenga que **aislar adecuadamente para evitar pérdidas de calor.** Para ello se ha escogido la *COQUILLA ST CLIMATIZACIÓN 19 MM.*

Asimismo, son necesarios para la instalación multitud de accesorios de latón como reducciones, machones, codos, tes, tapones, así como filtros de paso de agua, válvulas esféricas de palanca o purgadores.



Figura 77. a) TE de latón b) Filtro de paso de agua c) Válvula esférica de palanca d) Purgador automático de aire

3.10 FUENTE DE ALIMENTACIÓN

Por último, son necesarias las fuentes de alimentación de corriente continua para dar suministro eléctrico a los TEMs y a los ventiladores. Para ello, se han seleccionado los modelos de fuente *XG20-84R* de *AMETEK* [67] y *GVD 310* de *GRELCO* [68]. La primera de ellas va a ser empleada para dar suministro a los TEMs ya que permite alimentar hasta 20 V dando una elevada corriente eléctrica, hasta 84 A. Por otro lado, la segunda fuente de alimentación permite alimentar hasta 30 V, suficientes para proporcionar el voltaje requerido por el modelo de ventilador seleccionado.



Figura 78. Fuentes de alimentación de corriente continua. a) Modelo XG20-84R de AMETEK [67] b) GVD 310 de GRELCO [68]

CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS.

4.1 CONCLUSIONES

En este Trabajo Fin de Máster se ha realizado el diseño completo de una bomba de calor termoeléctrica (THP) que satisface totalmente las necesidades de climatización de una vivienda de consumo de energía casi nulo (nZEB). La THP consta de cuatro subsistemas que proporcionan de manera simultánea ventilación, ACS y climatización, tanto por calentamiento/enfriamiento del aire de la vivienda como a través de suelo radiante/refrescante.

Además, se ha diseñado completamente el esquema de la instalación del banco de ensayos que permita realizar estudios de caracterización térmica de la THP. Para ello se han fijado la potencia calorífica instalada con módulos termoeléctricos (TEMs) y el caudal de agua que tiene que circular por cada uno de los lazos de la instalación.

Finalmente, se ha llevado a cabo la selección o, el diseño y fabricación, de todos los elementos que componen la THP y que van a ser instalados en el banco de ensayos para la realización de diferentes estudios de caracterización térmica. En este sentido, se ha realizado la fabricación de principio a fin de la bomba de calor aire – agua (aeroterminia) con todos sus componentes: ventiladores, TEMs, disipadores de aletas, hot plates, deflectores, aislante, heat extender y estructura. De la misma forma, se ha hecho lo propio con la bomba de calor agua – agua. El resto de los componentes (depósitos, fancoil, bombas de agua, dispositivos de sensorización, instalación hidráulica y fuentes de alimentación) han sido dimensionados, seleccionados y comprados para ser colocados en el banco de ensayos, el cual, se pretende construir y ensayar con la mayor brevedad posible.

4.2 LÍNEAS FUTURAS

El presente Trabajo Fin de Máster se enmarca en el proyecto HEAT POWER BOX, un proyecto llevado a cabo por la Universidad Pública de Navarra (UPNA) en colaboración con el Centro Nacional de Energías Renovables (CENER) y financiado por el Departamento de Universidad, Innovación y Transformación Digital del Gobierno de Navarra.

El propósito último del proyecto consiste en la creación de una bomba de calor termoeléctrica (THP), de dimensiones similares a las de un frigorífico convencional, que englobe tanto el sistema de ventilación de la vivienda como la producción y almacenamiento de calor para calefacción y agua caliente sanitaria (ACS), con la capacidad adicional de operar en función de refrigeración durante los meses de verano.

Para poder alcanzar este objetivo final son necesarios llevar a cabo una serie de tareas previas, que se describen a continuación.

- a) Realizar un estudio completo de caracterización térmica con los dos hotplates (comercial y UPNA) que se han detallado en el apartado 3.1.4 de la memoria. Con esto se quieren obtener datos reales del funcionamiento de los hotplates, conociendo la resistencia térmica de ambos intercambiadores de calor bajo diferentes condiciones y pudiendo decidir qué hotplate de los dos presenta un mejor comportamiento en la THP. Este estudio aparece recogido en el documento anexo, *COMPLEMENTO AL TRABAJO FIN DE MÁSTER*.
- b) Terminar el montaje del banco de ensayos y realizar diferentes estudios de caracterización térmica de la THP completa, que permitan obtener datos experimentales con los que validar el modelo computacional.
- c) Desarrollar y validar un modelo de simulación que permita dimensionar en primera instancia, y después optimizar el diseño de la unidad, respondiendo a las demandas de ventilación, ACS, calefacción y refrigeración necesarias.
- d) Desarrollar un sistema de regulación de la instalación que optimice el rendimiento energético, estableciendo estrategias para su funcionamiento en modo invierno y verano.
- e) Comprobar las prestaciones y eficiencia energética de la THP optimizada en un apartamento en Pamplona. Cuantificación de la disminución de consumo energético en comparación con los sistemas actuales

CAPÍTULO 5. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Copernicus Climate Change Service (C3S), «Globe in 2022,» 2022.

- [2] Copernicus Climate Change Service (C3S), «Discover last year's climate in the newly released European State of the Climate 2020,» 22 Abril 2021. [En línea]. Available: <https://climate.copernicus.eu/discover-last-years-climate-newly-released-european-state-climate-2020>. [Último acceso: Abril 2023].

- [3] Copernicus Climate Change Service (C3S), «How close are we to reaching a global warming of 1.5°C?,» 22 Febrero 2021. [En línea]. Available: <https://climate.copernicus.eu/how-close-are-we-reaching-global-warming-15degc>. [Último acceso: Abril 2023].

- [4] International Energy Agency (IEA), «Key World Energy Statistics 2020,» 2020.

- [5] REN21, «Renewables 2023. Global status report.,» 2023.

- [6] El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea, «Directiva (UE) 2018/844 del Parlamento Europeo y del Consejo de 30 de mayo de 2018 por la que se modifica la Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios y la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética.,» 2018.

- [7] W. Craft, L. Ding, D. Prasad, L. Partidge y D. Else, «Development of a regenerative design model for building retrofits,» *ScienceDirect*, 2016.

- [8] Prysmian Club, «Nuevos edificios nZEB, edificios de consumo casi nulo,» Abril 2021. [En línea]. Available: <https://www.prysmianclub.es/nuevos-edificios-nzeb-edificios-de-consumo-casi-nulo/>. [Último acceso: Junio 2023].
- [9] P. M. Cuce y S. Riffat, «A comprehensive review of heat recovery systems for building applications,» *ResearchGate*.
- [10] Prysmian Group y Schneider Electric, «El edificio en el nuevo paradigma energético,» 2020.
- [11] Maclay Architects, «Net Zero Energy Feasibility Study. Efficiency Vermont,» 2015.
- [12] International Code Council (ICC), International Energy Conservation Code (IECC), 2015.
- [13] International Energy Agency (IEA), *The Future of Heat Pumps*, 2022.
- [14] United Nations Environment Programme, «Current Use of HCFCs and HFCs,» 2017.
- [15] IPCC, «Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change,» 2022.
- [16] El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea, «Reglamento (UE) No 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) nº 842/2006,» 2014.
- [17] Daikin, «Recovery, reclamation and destruction of fluorocarbons,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.daikin.com/csr/environment/climatechange/fluorocarbon>.

- [18] T. Abergel y C. Delmastro, «Is cooling the future of heating?,» International Energy Agency (IEA), 2020. [En línea]. Available: <https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.
- [19] D. Rowe, *Thermoelectrics Handbook, from Macro to Nano*, CRC Press.
- [20] Web of Science, «Número de publicaciones anuales que se registran en el campo de la termoelectricidad por año,» [En línea]. Available: <https://www.webofscience.com/wos/alldb/analyze-results/e838935d-1242-41d9-a429-f25a8046eb1d-8ee371d3>.
- [21] Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica (UPNA), «Introducción a la termoelectricidad,» [En línea]. Available: [http://www.unavarra.es/ets02/Introduccion%20a%20TE\(c\).htm#top](http://www.unavarra.es/ets02/Introduccion%20a%20TE(c).htm#top). [Último acceso: Junio 2023].
- [22] E. Bollati, «Generadores termoeléctricos. Generación de energía sin partes móviles.,» *Petrotecnia*, pp. 84-90, 2007.
- [23] J. Gomar, «Qués es la célula Peltier y cómo funciona,» 16 Octubre 2018. [En línea]. Available: <https://www.profesionalreview.com/2018/10/16/que-celula-peltier/>. [Último acceso: Junio 2023].
- [24] J. Smoot, «Selección y uso de módulos Peltier avanzados para refrigeración termoeléctrica,» 6 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://www.digikey.es/es/articles/choosing-using-advanced-peltier-modules-thermoelectric-cooling>. [Último acceso: Junio 2023].
- [25] L. Llamas, «Generar frío con arduino y una placa Peltier,» 29 Julio 2016. [En línea]. Available: <https://www.luisllamas.es/arduino-peltier/>. [Último acceso: Junio 2023].

- [26] TE Technology, «CP-065,» [En línea]. Available: <https://totech.com/product/cp-065/>. [Último acceso: Junio 2023].
- [27] Brass Monkey, «BRASS MONKEY PORTABLE 30L COOLER / WARMER,» [En línea]. Available: https://brassmonkey.cool/gh1369_brass_monkey_portable_30l_cooler_warmer. [Último acceso: Junio 2023].
- [28] LABFREEZ Instruments, «Pockey insulin cooler – MPR17,» [En línea]. Available: <https://www.labfreez.com/pocket-insulin-cooler/?search=insulin>.
- [29] D. Astrain, Á. Martínez y A. Rodríguez, «Improvement of a thermoelectric and vapour compression hybrid refrigerator,» *ResearchGate*, 2012.
- [30] Y. Huang, Z. Chen y H. Ding, «Performance optimization of a two-stage parallel thermoelectric cooler with inhomogeneous electrical conductivity,» *Elsevier*, 2021.
- [31] T. Parashchuk, N. Sidorenko, L. Ivantsov, A. Sorokin, M. Maksynuk, B. Dzundza y Z. Dashevsky, «Development of a solid-state multi-stage thermoelectric cooler,» *Elsevier*.
- [32] P. E. Ruiz, M. A. Olivares-Robles y O. Enciso, «Supercooling in a new two-stage thermoelectric cooler design with phase change material and Thomson effect,» *ResearchGate*.
- [33] H. Sun, S. Usón, W. Liu y Z. Liu, «Structure optimization and exergy analysis of a two-stage TEC with two different connections,» *Elsevier*.
- [34] S. D. d. G. Balsategui, Thermoelectric heating and air conditioning with double flux ventilation in passive houses, 2022.

- [35] P. Aranguren, S. Díaz de Garayo, Á. Martínez, M. Araiz y D. Astrain, «Heat pipes thermal performance for a reversible thermoelectric cooler-heat pump for a nZEB,» *ResearchGate*, 2019.
- [36] Á. Martínez, S. Díaz de Garayo, P. Aranguren y A. David, «Assessing the reliability of current simulation of thermoelectric heat pumps for nearly zero energy buildings: Expected deviations and general guidelines,» *Elsevier*, 2019.
- [37] Á. Martínez, S. Díaz de Garayo, P. Aranguren, M. Araiz y L. Catalán, «Simulation of thermoelectric heat pumps in nearly zero energy buildings: Why do all models seem to be right?,» *Elsevier*, 2021.
- [38] S. Díaz de Garayo, Á. Martínez, P. Aranguren y D. Astrain, «Prototype of an air to air thermoelectric heat pump integrated with a double flux mechanical ventilation system for passive houses,» *Elsevier*, 2021.
- [39] S. Díaz de Garayo, Á. Martínez y D. Astrain, «Annual energy performance of a thermoelectric heat pump combined with a heat recovery unit to HVAC one passive house dwelling,» *Elsevier*, 2022.
- [40] S. Díaz de Garayo, Á. Martínez y D. Astrain, «Optimal combination of an air-to-air thermoelectric heat pump with a heat recovery system to HVAC a passive house dwelling,» 2022.
- [41] Kosner, «Aquaris MD Bibloc con acumulador integrado,» [En línea]. Available: <https://www.kosner.es/wp-content/uploads/2023/04/Ficha-Aquaris-MD-Bibloc-con-deposito-integrado.pdf>. [Último acceso: Junio 2023].
- [42] LG, «Climatización - Catálogo 2022,» [En línea]. Available: <https://www.lg.com/es/business/climatizacion/catalogo-completo.pdf>. [Último acceso: Junio 2023].

- [43] Toshiba, «ESTÍA ALL-IN-ONE,» [En línea]. Available: https://www.toshiba-aire.es/documentacion/Hoja_producto_aerothermia_Estia_All-In-One_R-32.pdf. [Último acceso: Junio 2023].
- [44] Ferroli, «OMNIA ST 3.2,» [En línea]. Available: <https://www.ferroli.com/media/ficha-tecnica-omnia-st-32.pdf>. [Último acceso: Junio 2023].
- [45] Coherent Corp, «SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER RC12-6».
- [46] Coherent Corp, «SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER RC12-8».
- [47] Coherent Corp, «SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER PL105-7.5-40».
- [48] Coherent Corp, «Coherent Corp,» [En línea]. Available: <https://ii-vi.com/>.
- [49] Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, «Documento Básico CTE - HS Salubridad,» 2022.
- [50] Digikey, «OD180APL-24HB,» [En línea]. Available: <https://www.digikey.es/es/products/detail/orion-fans/OD180APL-24HB/2621092>. [Último acceso: Agosto 2023].
- [51] D. Astrain, P. Aranguren, Á. Martínez, A. Rodríguez y M. G. Pérez, «A comparative study of different heat exchange systems in a thermoelectric refrigerator and their influence on the efficiency,» Elsevier, 2016.
- [52] DISIPA, «DISIPA,» [En línea]. Available: <https://disipa.net/>. [Último acceso: Mayo 2023].

-
- [53] ADV Cool The World, «Custom liquid cold plate,» [En línea]. Available: https://www.advthermaltransfer.com/coldplate?gclid=CjwKCAjwxaanBhBQEiwA84TVXJtLPHobZRacg1Y-cqL198JmiMLtmQI8HNAMBS9uinotOa1xhUMjwRoCL8cQAvD_BwE.
- [54] Stirweld, «Placas frías y FSW,» [En línea]. Available: <https://stirweld.com/es/soldadura-por-friccion/placas-frias-y-fsw/>.
- [55] Alu-Stock, «Alu-Stock,» [En línea]. Available: <https://www.alu-stock.es/en/>. [Último acceso: Julio 2023].
- [56] S. Lee, S. Song y K. Moran, «Constriction/Spreading resistance model for electronics packaging,» 1995.
- [57] M. G. Pérez, D. Astrain, Á. Martínez, A. Rodríguez y P. Aranguren, «Comparative Study of the Influence of Thermal Interface Materials in the Thermal Contact Resistance of Thermoelectric Generators.,» 36th International Conference on Thermoelectrics., Pasadena, California, 2017.
- [58] Bionity, «Aerogel - el material microestructural del futuro,» [En línea]. Available: [https://www.bionity.com/es/noticias/1167691/aerogel-el-material-microestructural-del-futuro.html#:~:text=La%20conductividad%20t%C3%A9rmica%20del%20aerogel,mW%2F\(m*K\)..](https://www.bionity.com/es/noticias/1167691/aerogel-el-material-microestructural-del-futuro.html#:~:text=La%20conductividad%20t%C3%A9rmica%20del%20aerogel,mW%2F(m*K)..) [Último acceso: Septiembre 2023].
- [59] Weber Saint-Gobain, «Lana de vidrio o lana de roca, ¿qué diferencias presentan?,» [En línea]. Available: <https://www.es.weber/blog/diferencias-lana-de-vidrio-lana-de-roca>. [Último acceso: Septiembre 2023].
- [60] P. Aranguren, «Chapter 7. The Importance of the Assembly in Thermoelectric Generators.,» de *Bringing Thermoelectricity into Reality*, pp. 123-143.

- [61] RS, «Estantería modular RS PRO Azul de Aglomerado, acero galvanizado, con 5 baldas, 1800mm x 900mm x 600mm, 265kg de carga,» [En línea]. Available: <https://es.rs-online.com/web/p/sistemas-para-estanterias/8133228>.
- [62] KOSNER, «Fancoil DC Suelo-Techo KFCI-SL 2.0,» [En línea]. Available: <https://www.kosner.es/aire-acondicionado-climatizacion/industrial/fancoils/gama-kfci/fancoil-dc-suelo-techo-kfci-sl-20/>. [Último acceso: Junio 2023].
- [63] Minsiterio de Sanidad y Consumo, «Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.,» 2003.
- [64] Wilo, «Wilo-Stratos PICO,» [En línea]. Available: <https://wilo.com/ar/es/Productos-y-aplicaciones/es/productos-y-experiencia/wilo-stratos-pico>. [Último acceso: Agosto 2023].
- [65] UNE, «UNE 100155:2004. Climatización. Diseño y cálculo de sistemas de expansión.,» 2004.
- [66] AHLBORN, «AHLBORN,» [En línea]. Available: <https://www.ahlborn.com/en/>. [Último acceso: Junio 2023].
- [67] Farnell, «XG 20-84R,» [En línea]. Available: <https://es.farnell.com/sorensen/xg-20-84r/fuente-prog-84a-20v-1-69kw/dp/3295147>.
- [68] GRELCO, «Fuente Alimentación Regulable Serie GVD,» [En línea]. Available: <https://grelco.com/es/wp-content/uploads/sites/4/2017/10/GVD-es.pdf>.

PLANOS

1.0 HOTPLATE COMPRA

1.1 HOTPLATE COMPRA

2.0 HOTPLATE TALLER

2.1 PLATO 1

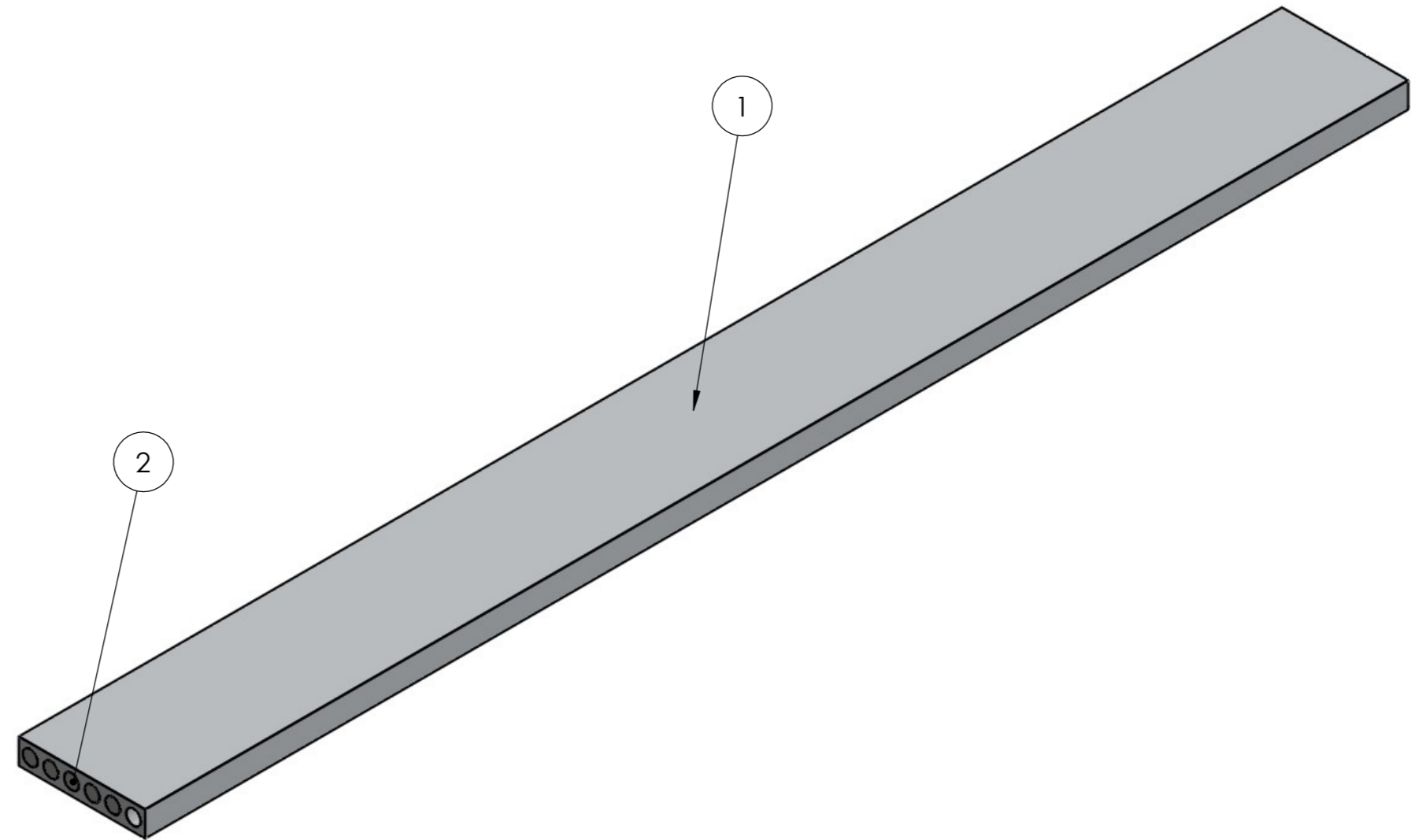
2.2 PLATO 2

3.0 DISIPADOR ALETAS




4.0 HOTPLATE TALLER PEQUEÑO

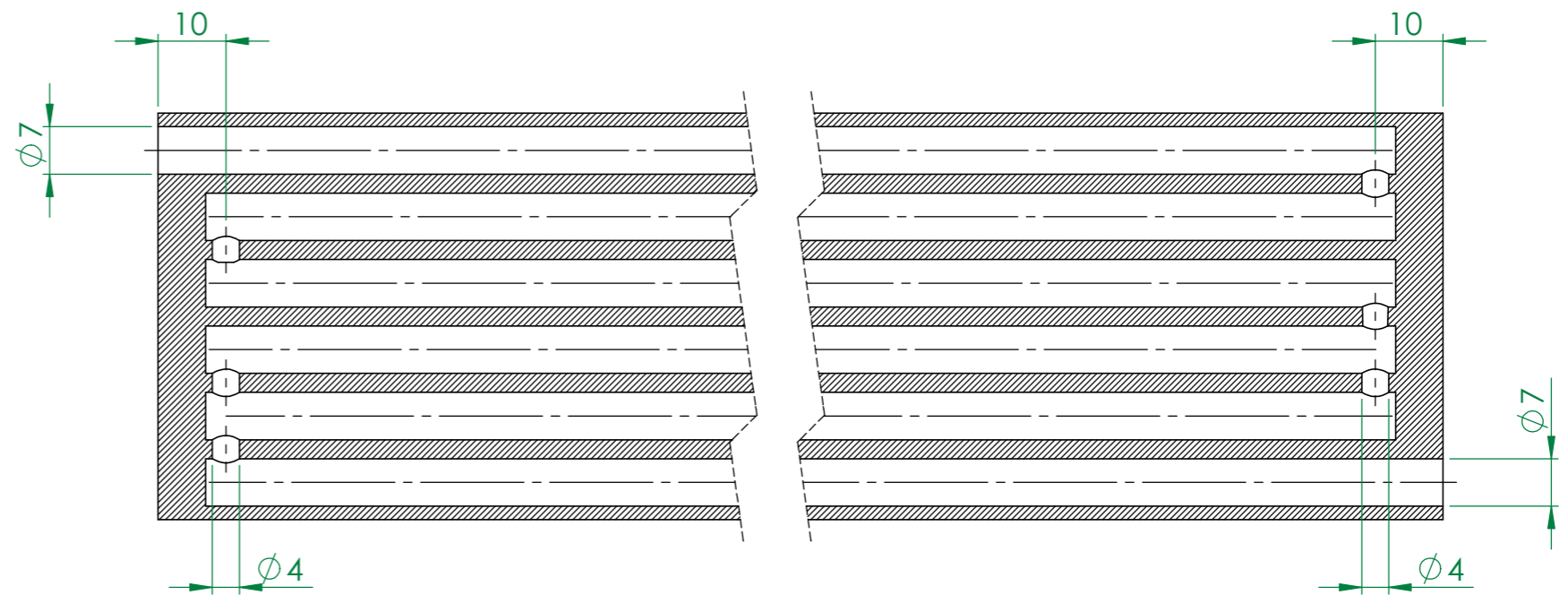
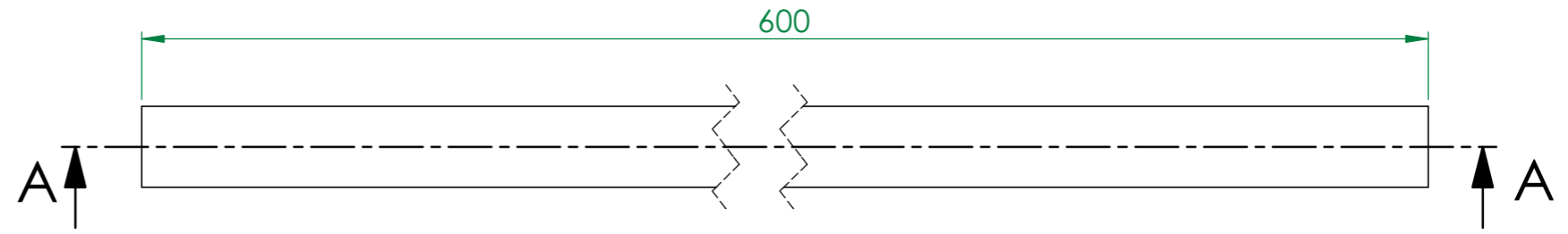
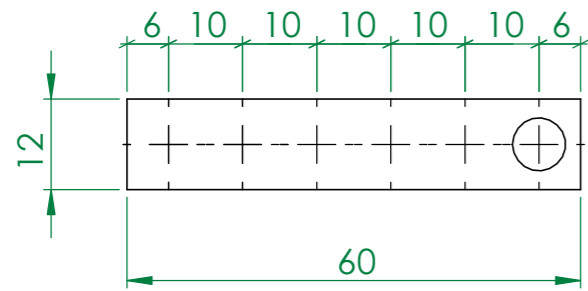
4.1 PLATO 1

4.2 PLATO 2

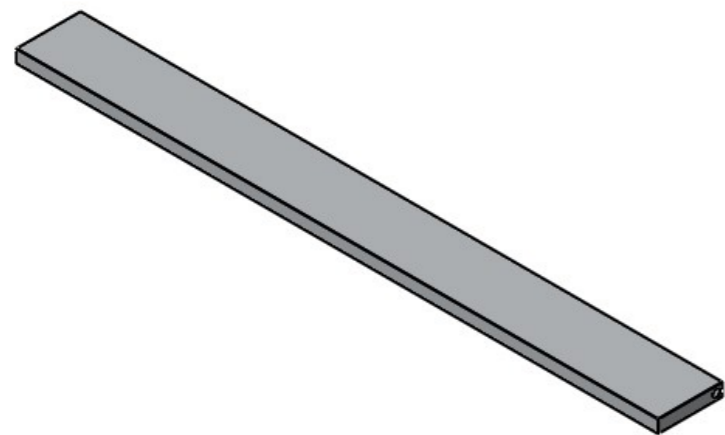





PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
HOT PLATE	1	1
TAPÓN	2	10

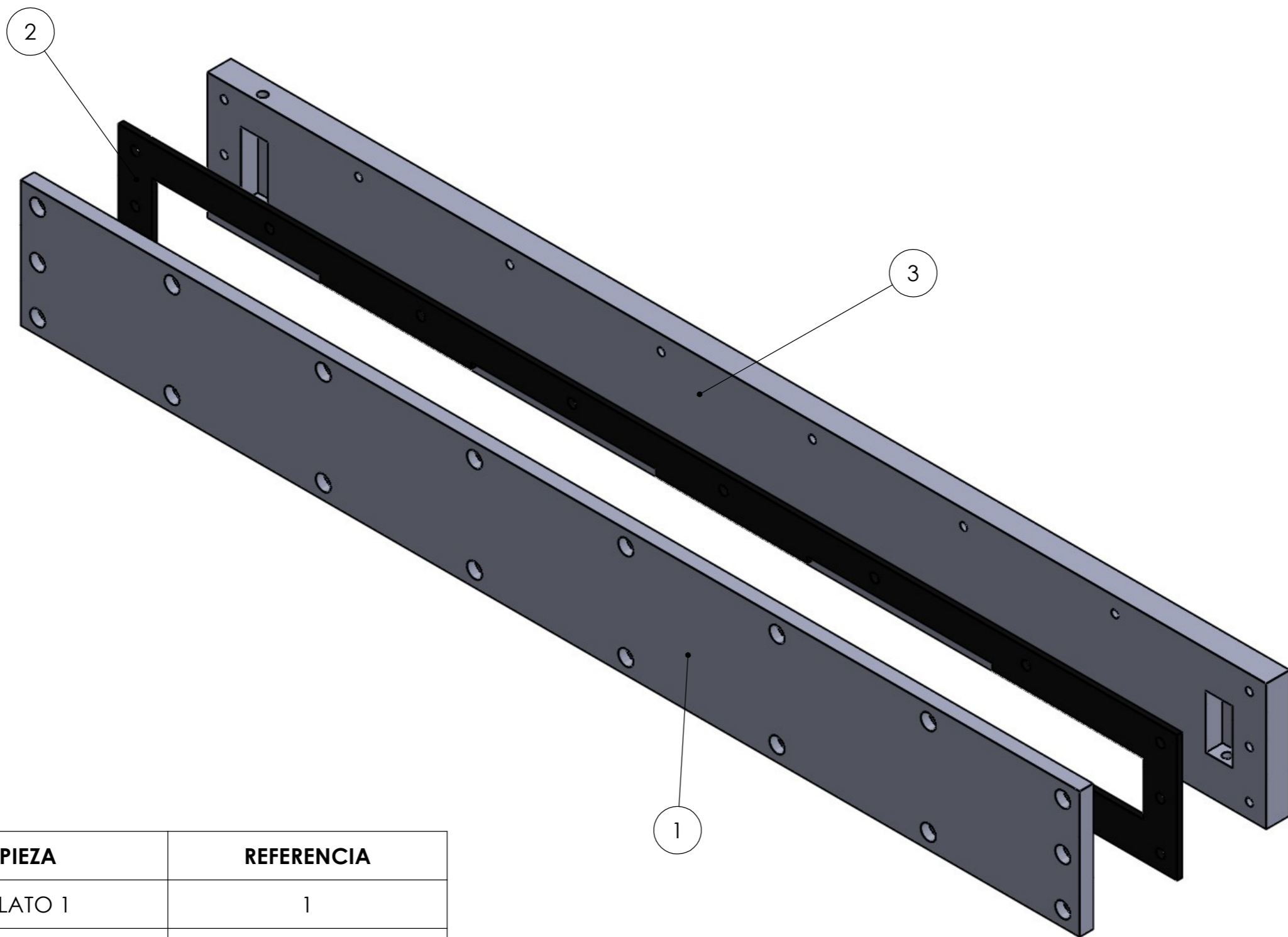
DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 26/05/2023	
 <small>Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de Física</small>	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 <small>Universidad Nacional de Mar del Plata</small>	DRAWING N° 1. HOT PLATE COMPRA	 A3	SCALE 1:2






SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

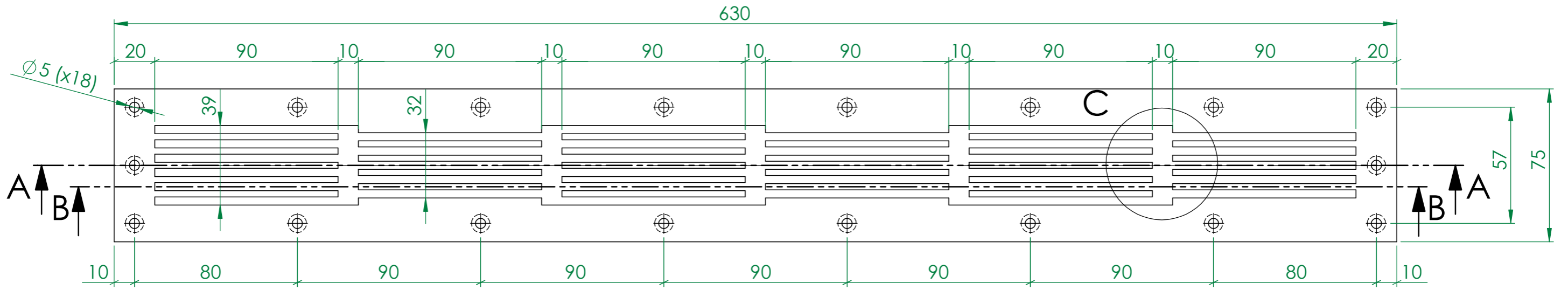


DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 29/05/2023	
 <small>Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de la FUBA</small>	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 <small>Universidad Nacional de Mar del Plata</small>	DRAWING N° 1.1. HOT PLATE COMPRA	 A3	SCALE 1:1

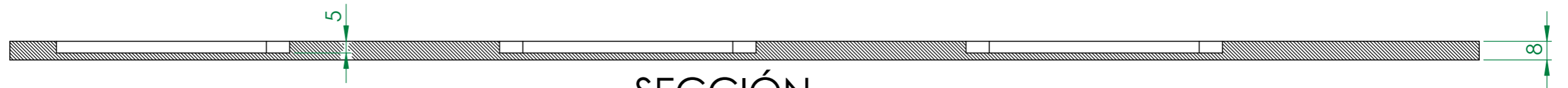


PIEZA	REFERENCIA
PLATO 1	1
JUNTA DE GOMA	2
PLATO 2	3

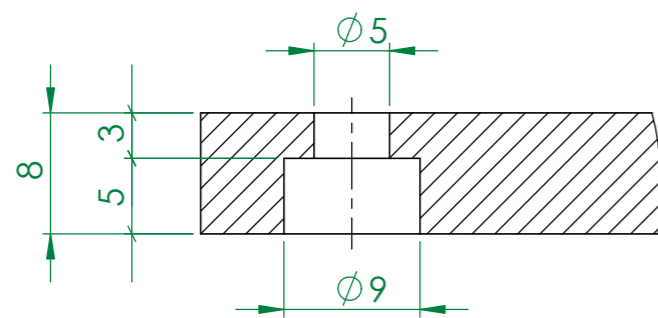
DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 26/05/2023	
 <small>Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de Física</small>	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 <small>Universidad Nacional de Mar del Plata</small>	DRAWING N° 2. HOT PLATE TALLER	 A3	SCALE 1:2



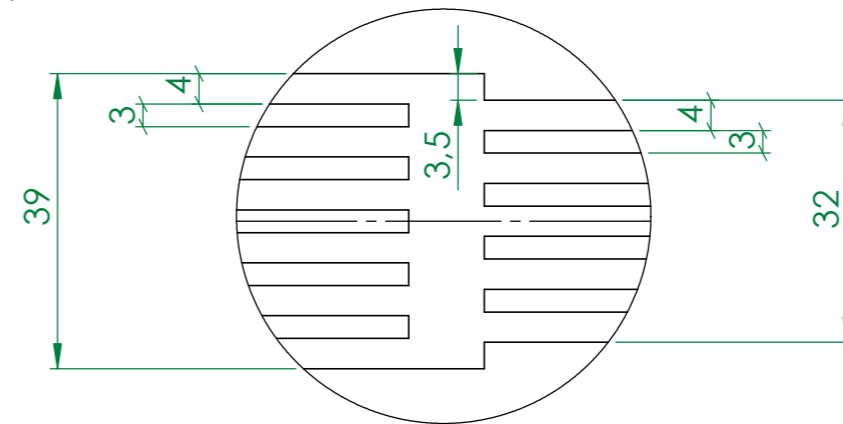
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



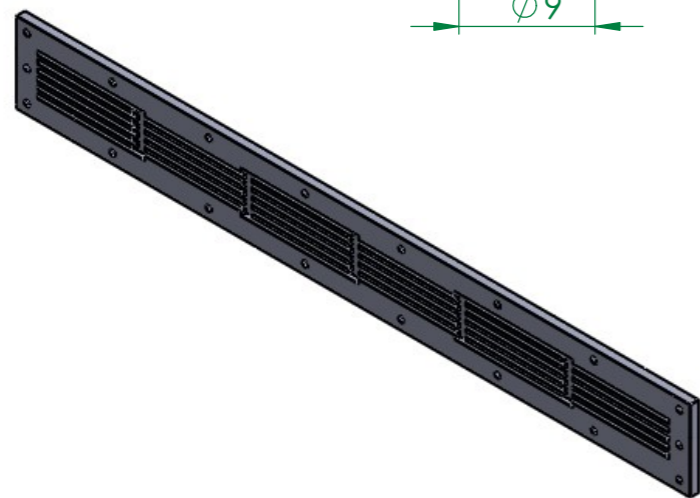
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2





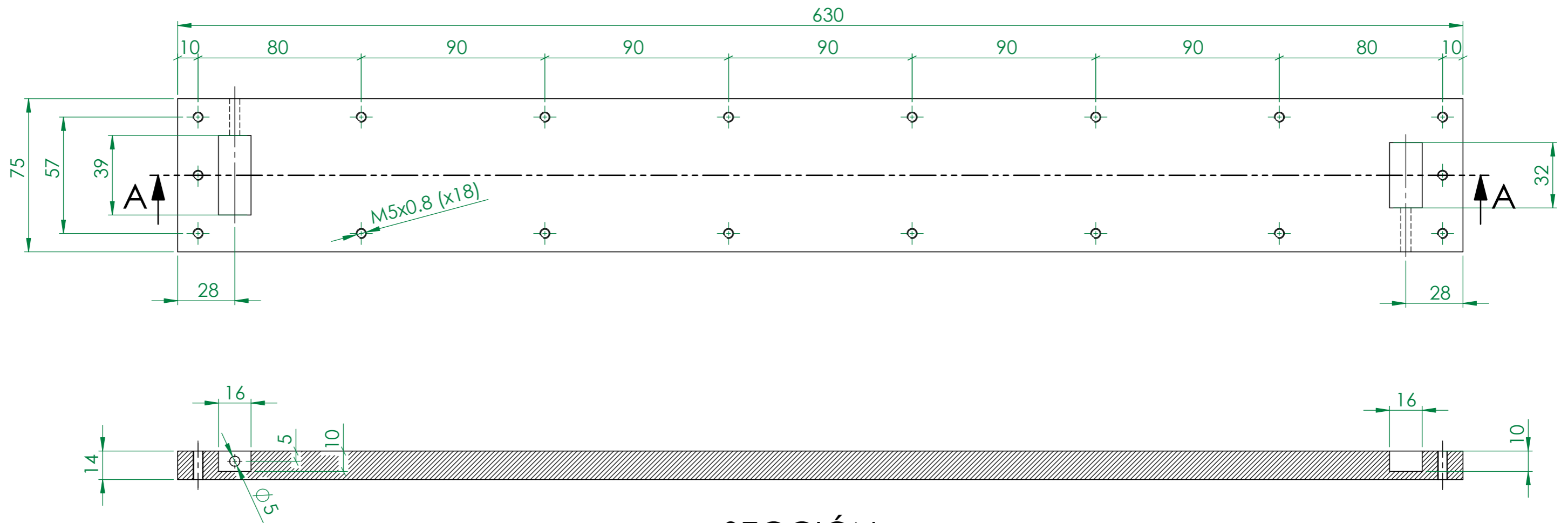
DETALLE D
ESCALA 2 : 1





DETALLE C
ESCALA 1 : 1

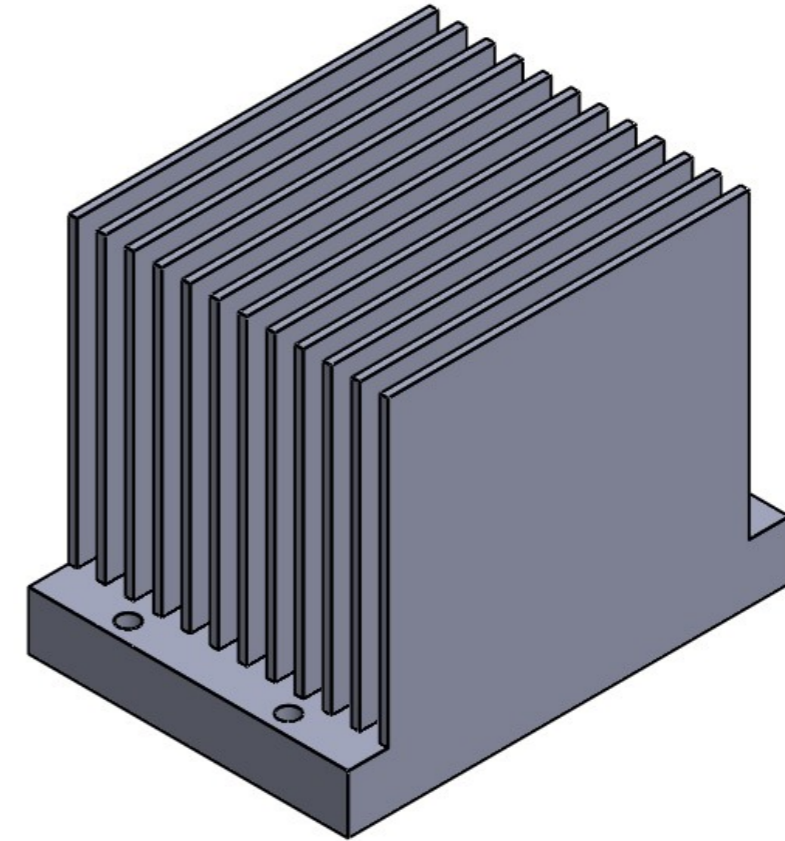
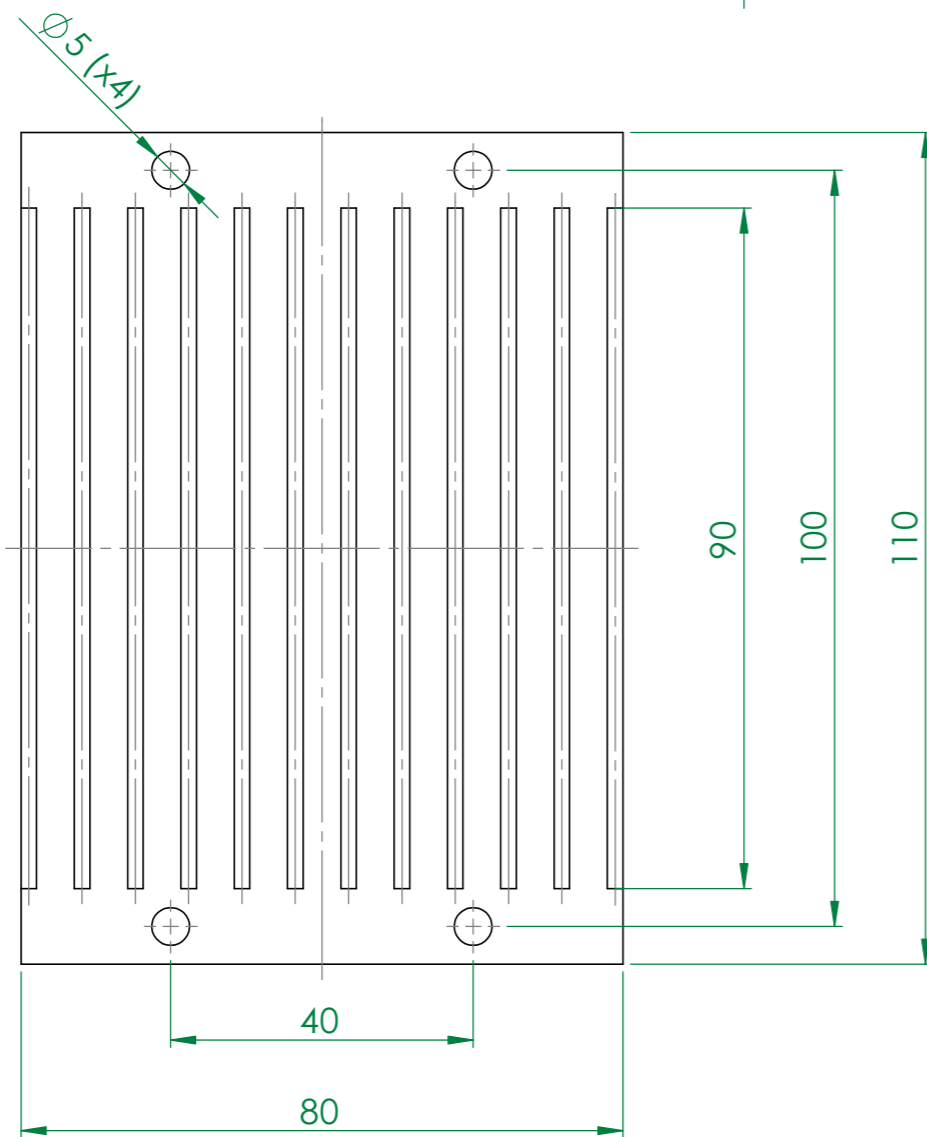
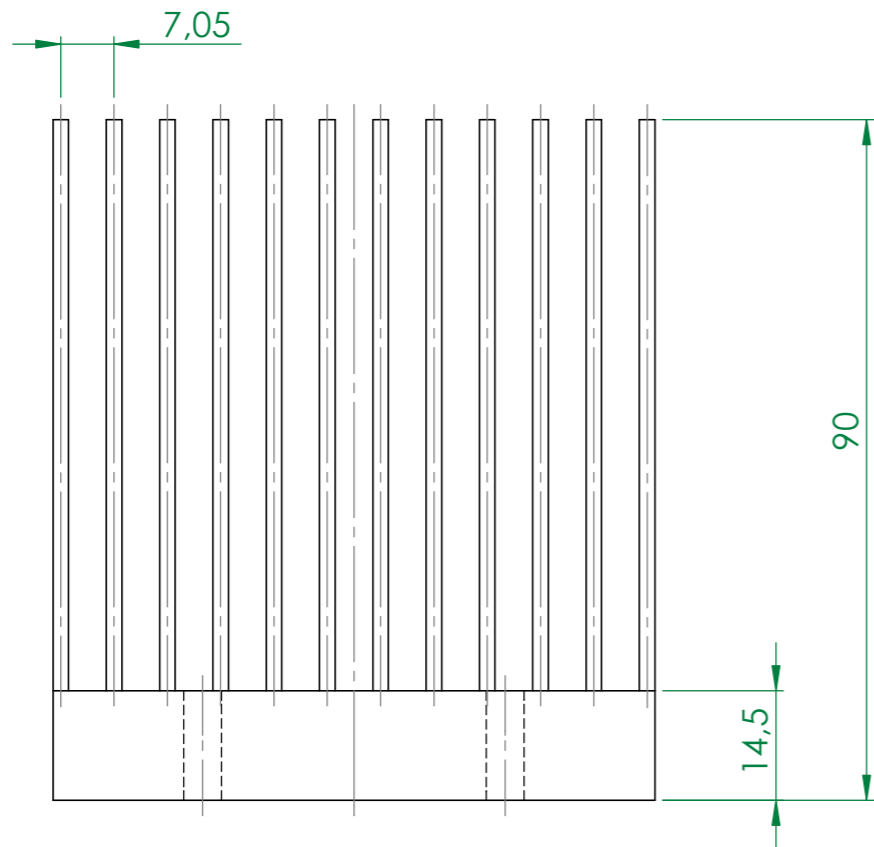


DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 26/05/2023
 Grupo de Investigación en Ingeniería, Ciencia y Fabricación	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm
 Universidad Pública de Navarra Navarra - Universidad Pública	DRAWING N° 2.1. PLATO 1	SCALE 1:2

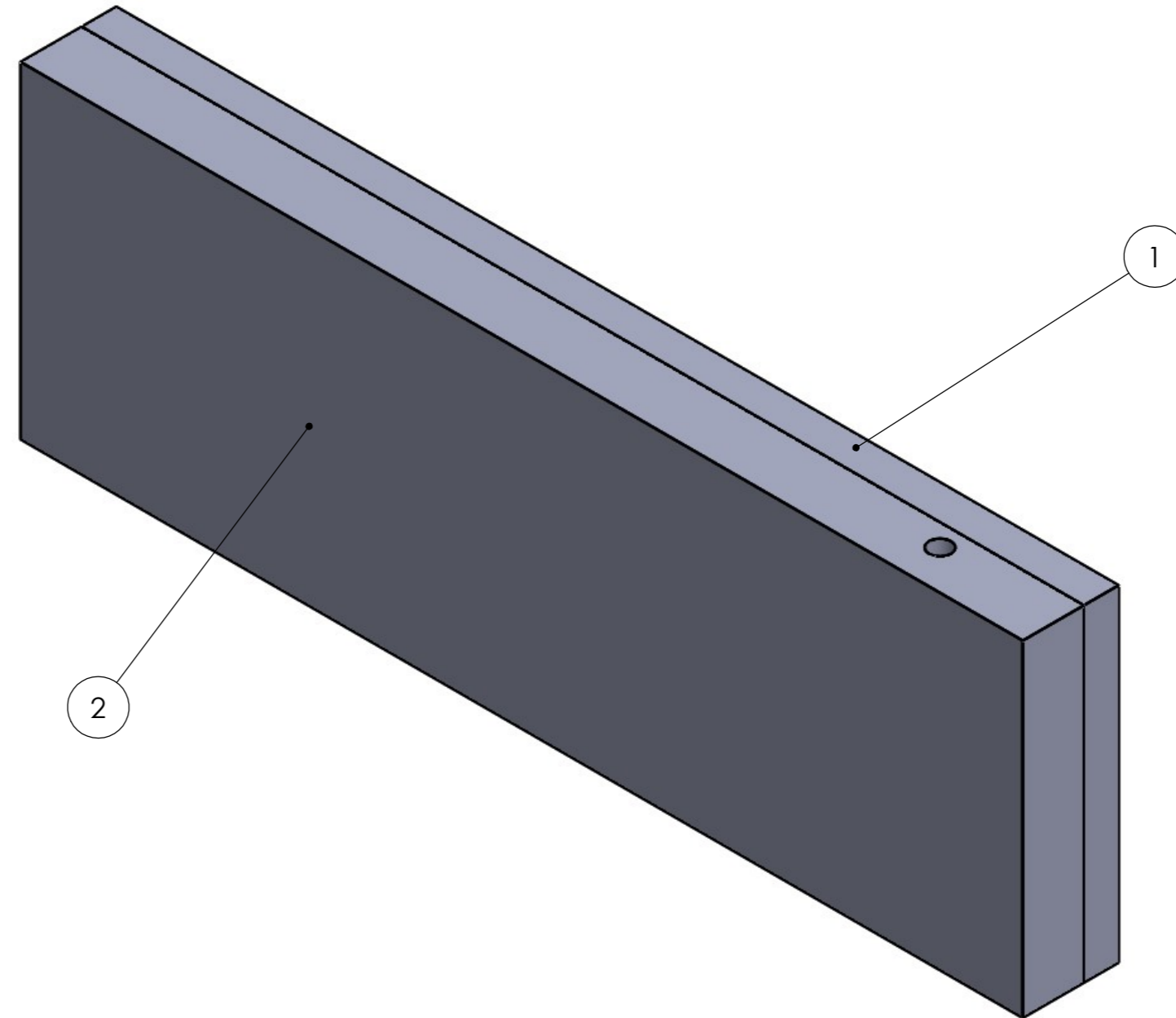


SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 2



DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 06/06/2023
 Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de Física	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm
 Universidad Nacional de Mar del Plata Facultad de Ingeniería y Arquitectura	DRAWING N° 2.2. PLATO 2	SCALE 1:2

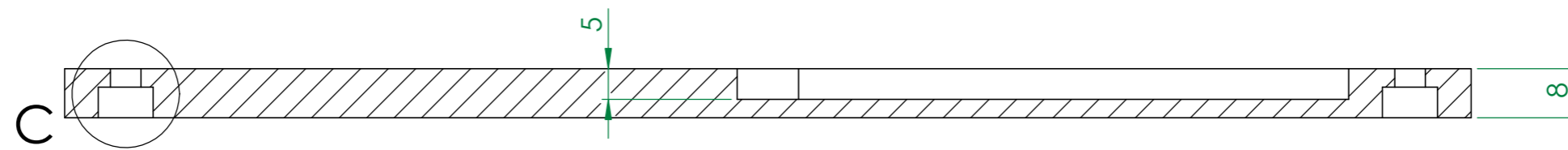
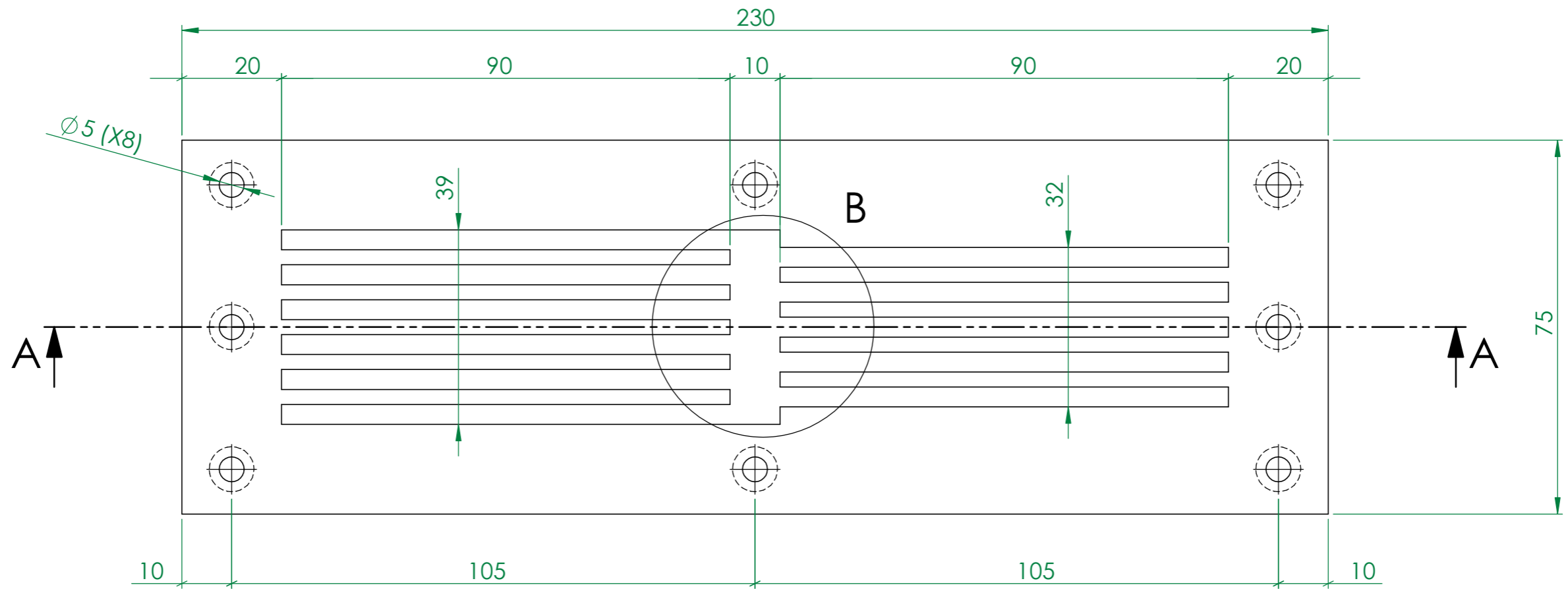


DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 06/06/2023	
 Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de Física	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 Universidad Pública de Navarra Navarra, España	DRAWING N° 3. DISIPADOR ALETAS	 A3	SCALE 1:2

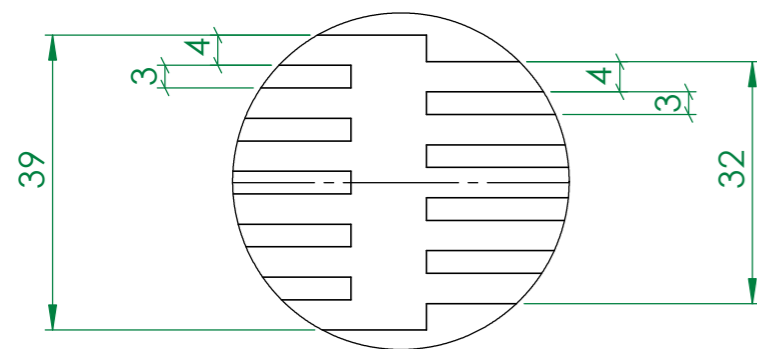


PIEZA	REFERENCIA
PLATO 1	1
PLATO 2	2

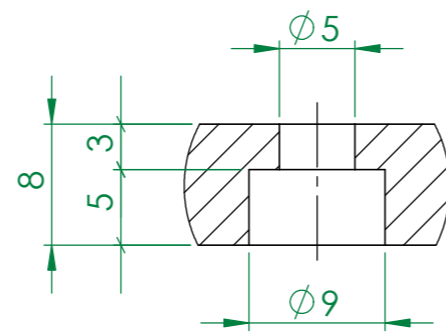
DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 04/09/2023	
 <small>Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia y de Fabricación</small>	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
	 <small>Universidad Politécnica de Navarra y de los Recursos Humanos</small>	DRAWING N° 4. HOT PLATE TALLER PEQUEÑO	 A3






SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

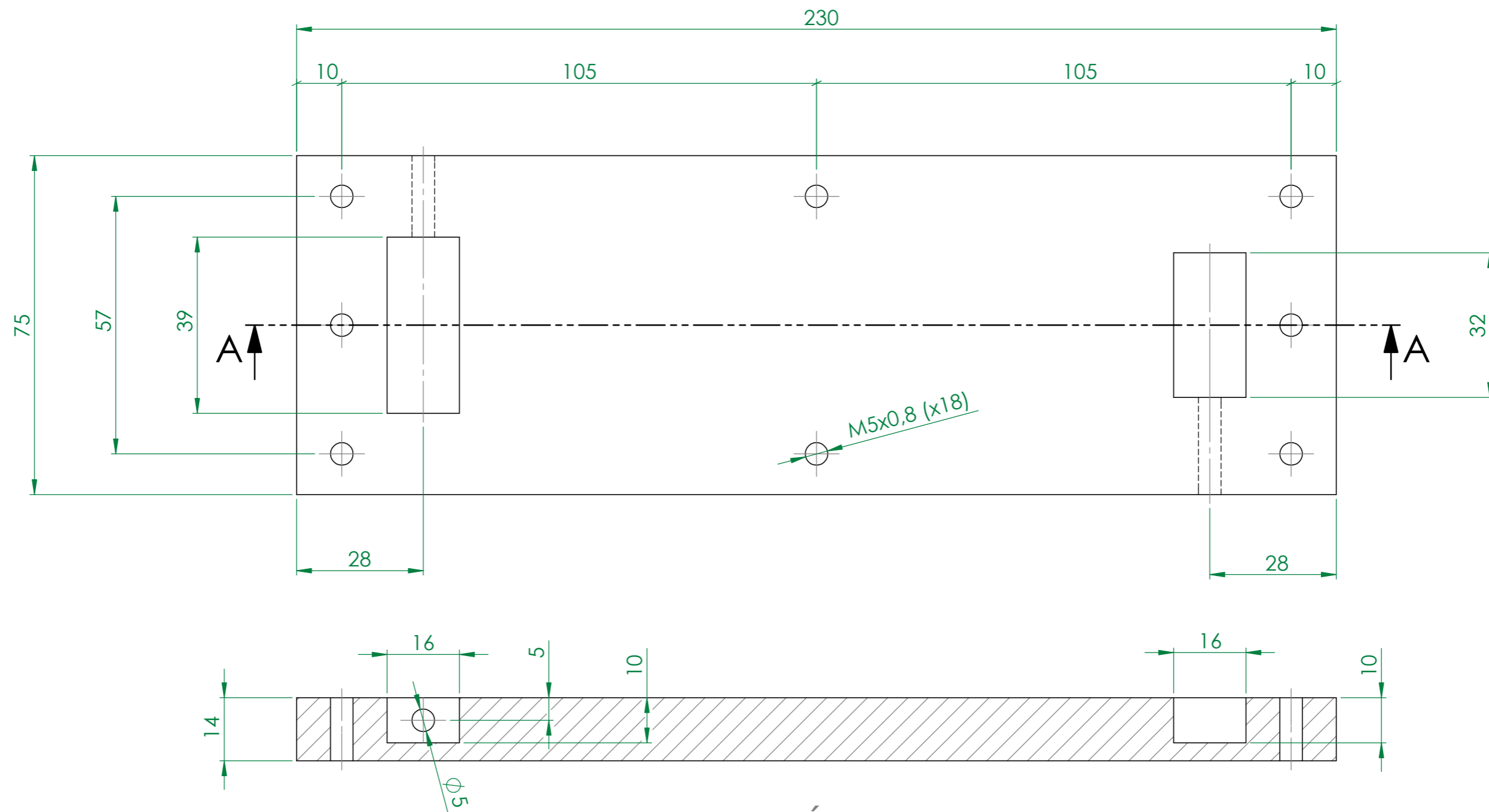


DETALLE B
ESCALA 1:1






DETALLE C
ESCALA 2:1

DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 04/09/2023	
 Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia de Física	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 Universidad Nacional de Mar del Plata	DRAWING N° 4.1. PLATO 1	 A3	SCALE 1:1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

DRAWN BY FERNANDO	PROJECT HEAT POWER BOX	DATE 04/09/2023	
 <small>Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencia</small>	MATERIAL ALUMINIO	UNITS mm	
 <small>UNIVERSIDAD PÚBLICA DE NEUQUÉN</small>	DRAWING N° 4.2. PLATO 2	 A3	SCALE 1:1

HOJAS DE ESPECIFICACIONES

1. MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

1.1 RC12 – 6

1.2 RC12 – 8

1.3 PL105 – 7.5 – 40

2. VENTILADOR

3. FANCOIL

4. BOMBA DE AGUA

5. SONDAS

5.1 TEMPERATURA

5.2 CAUDAL

5.3 PRESIÓN

1. MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

1.1 RC12 – 6

1.2 RC12 – 8

1.3 PL105 – 7.5 – 40

SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER RC12-6

Nominal Performance in Nitrogen

Hot Side Temperature (°C)	27	50
ΔT_{max} (°C)	66	74
Qmax (watts)	54	60
I _{max} (amps)	5.6	5.6
V _{max} (vdc)	14.7	16.4
AC Resistance (ohms)	2.2	--
Device ZT	0.76	--

Ordering Options

Model Number	Description
RC12-6-01	102mm Leadwires
RC12-6-01L	102mm Leadwires, Lapped
RC12-6-01S	102mm Leadwires, Sealed
RC12-6-01LS	102mm Leadwires, Lapped, Sealed
RC12-6-06LS	368mm Leadwires, Lapped, Sealed
RC12-6-09S	305mm Leadwires, Sealed
RC12-6-11LS	150mm Leadwires, Lapped, Sealed

Operation Cautions

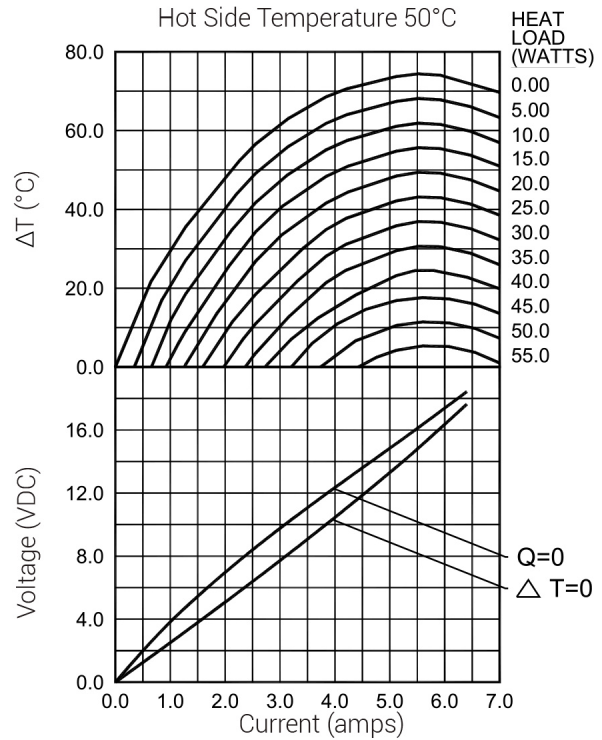
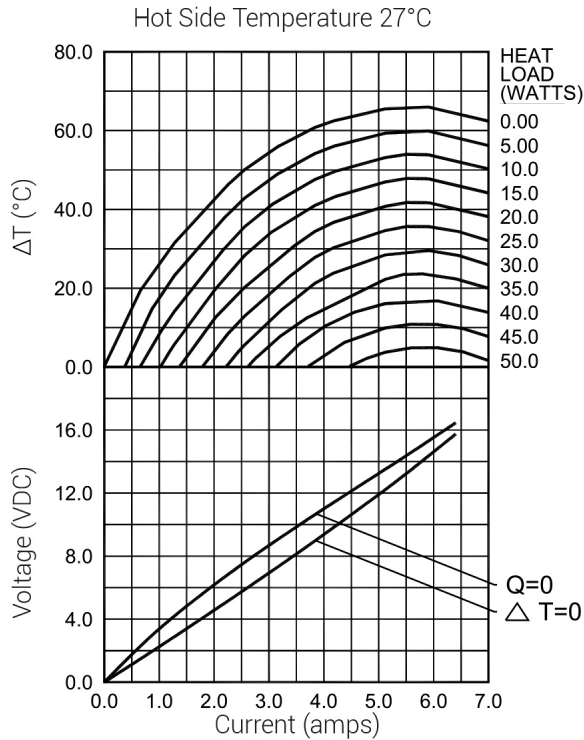
For maximum reliability, storage and operation below 130°C in a non-condensing environment is recommended. To minimize thermal stress when operating in cooling mode, use linear/proportional temperature control or a similar method rather than an ON/OFF method.

Installation

Recommended mounting methods: Clamp under uniform pressure with thermal grease or suitable flexible thermal interface. For additional information, please refer to our TEM Installation Guide.

Typical Performance Curves

Environment: One atmosphere dry nitrogen



For performance information in a vacuum or with hot side temperatures other than 27°C or 50°C, please contact us.

SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER RC12-8

Nominal Performance in Nitrogen

Hot Side Temperature (°C)	27	50
ΔT_{max} (°C)	66	74
Qmax (watts)	71	78
I _{max} (amps)	7.4	7.4
V _{max} (vdc)	14.7	16.4
AC Resistance (ohms)	1.6	--
Device ZT	0.74	--

Ordering Options

Model Number	Description
RC12-8-01	Leadwires
RC12-8-01L	Leadwires, Lapped
RC12-8-01S	Leadwires, Sealed
RC12-8-01LS	Leadwires, Lapped, Sealed

Operation Cautions

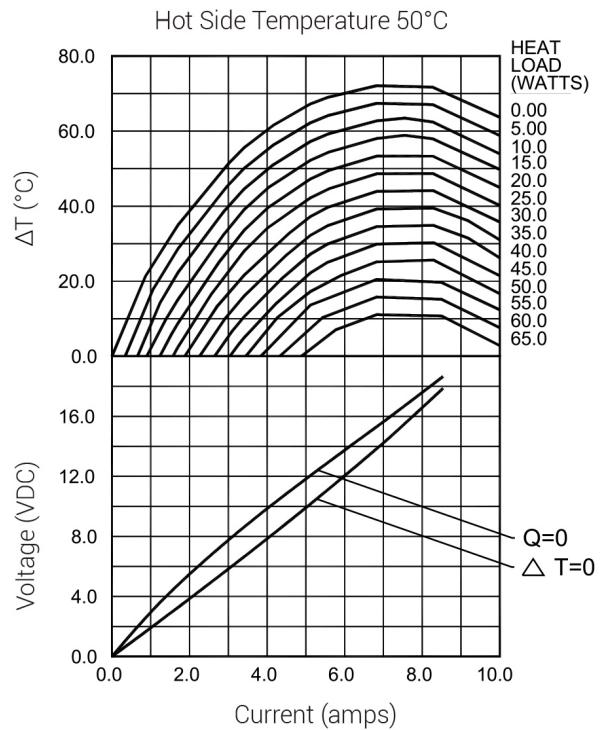
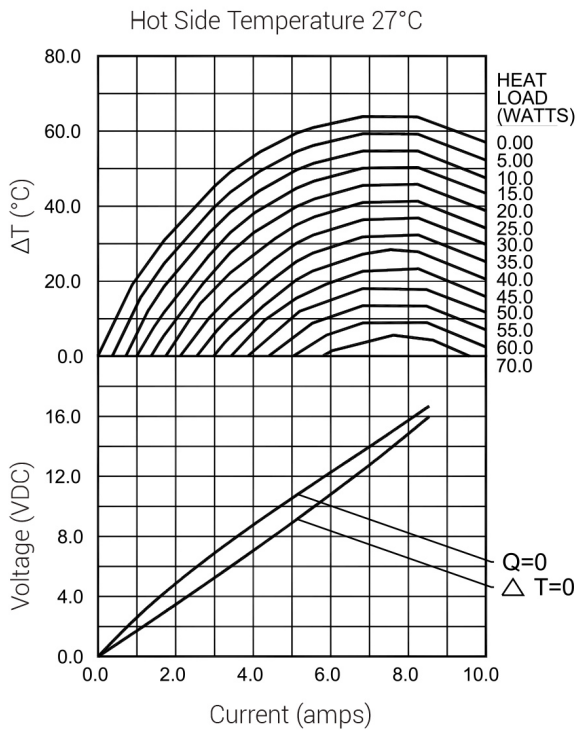
For maximum reliability, storage and operation below 130°C in a non-condensing environment is recommended. To minimize thermal stress, use linear/proportional temperature control or a similar method rather than an ON/OFF method.

Installation

Recommended mounting method: Clamp with uniform pressure to a flat surface with thermal interface material. For additional information, please refer to our TEM Installation Guide.

Typical Performance Curves

Environment: One atmosphere dry nitrogen



For performance information in a vacuum or with hot side temperatures other than 27°C or 50°C, please contact us.

SINGLE-STAGE THERMOELECTRIC COOLER PL105-7.5-40

Nominal Performance in Nitrogen

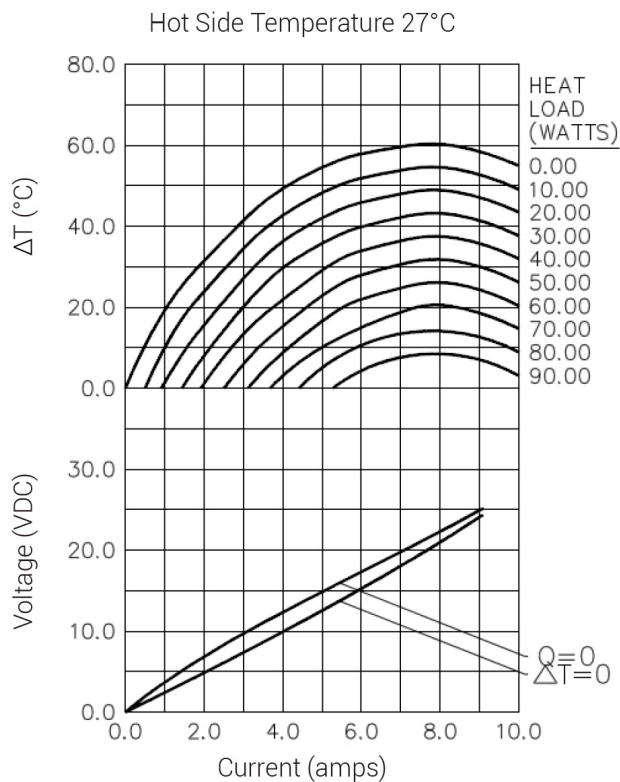
Hot Side Temperature (°C)	27	50
ΔT_{max} (°C)	60	68
Qmax (watts)	105	116
I _{max} (amps)	7.6	7.5
V _{max} (vdc)	21.2	23.5
AC Resistance (ohms)	2.3	--

Ordering Options

Model Number	Description
PL105-7.5-40-01	Leadwires
PL105-7.5-40-01L	Leadwires, Lapped
PL105-7.5-40-01S	Leadwires, Sealed
PL105-7.5-40-01LS	Leadwires, Lapped, Sealed

Typical Performance Curves

Environment: One atmosphere dry nitrogen

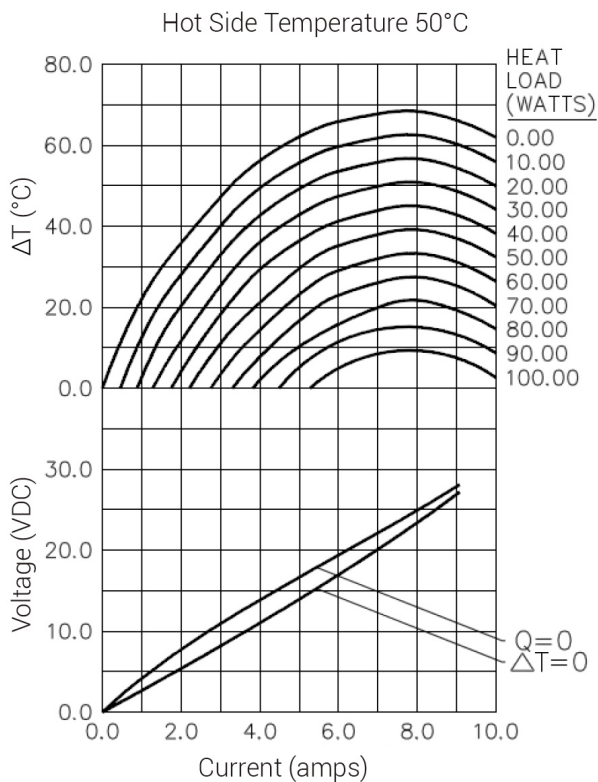


Operation Cautions

For maximum reliability, storage and operation below 130°C in a non-condensing environment is recommended. To minimize thermal stress, use linear/proportional temperature control or a similar method rather than an ON/OFF method.

Installation

Recommended mounting method: Clamp with uniform pressure to a flat surface with thermal interface material. For additional information, please refer to our TEM Installation Guide.



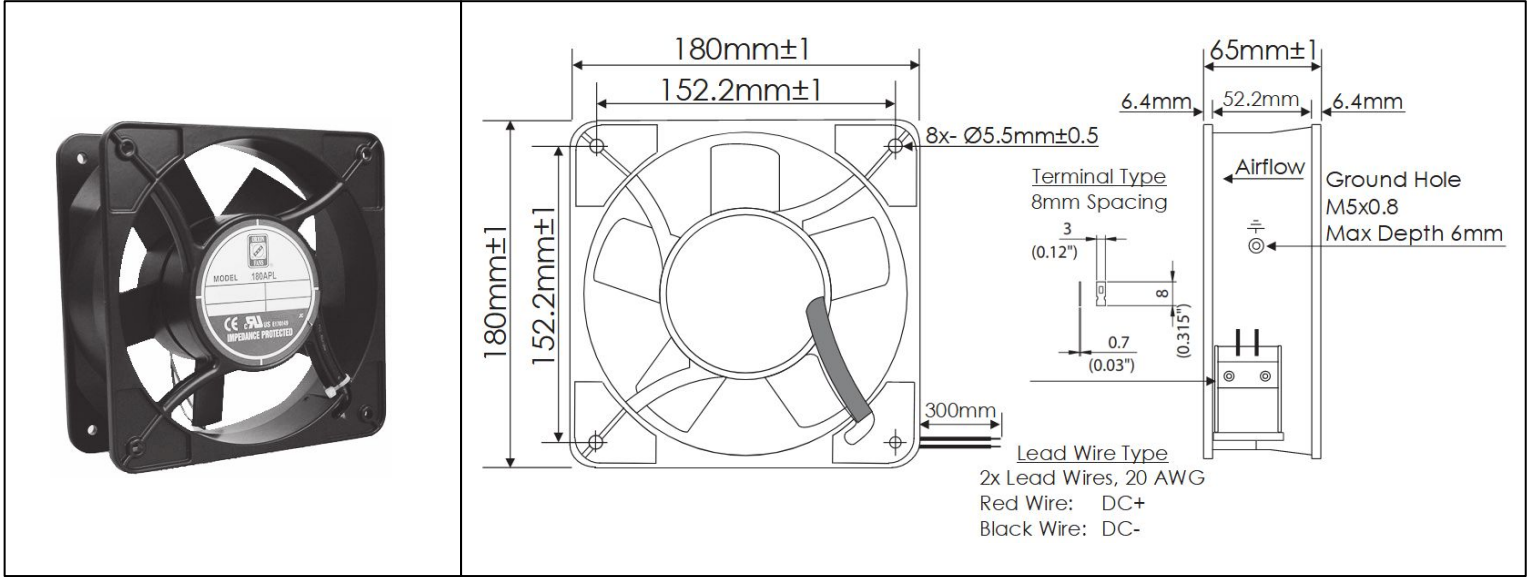
For performance information in a vacuum or with hot side temperatures other than 27°C or 50°C, please contact us.

2. VENTILADOR

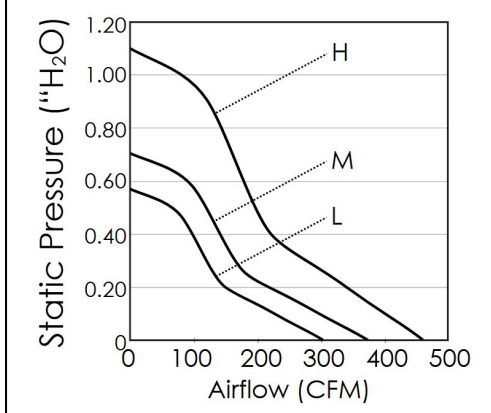
OD180APL Series



DC Fans - 12, 24, 48V
180mm x 180mm x 65mm (7" x 2.5")



Frame	Die Cast Aluminum, Black Finish	Operating Temperature -20°C ~ +65°C
Impeller	PBT, UL94 V-0 Plastic	
Connection	2x Wire Leads, 20 AWG, or Terminals	Storage Temperature -20°C ~ +75°C
Motor	Brushless DC, Auto Cutoff, Auto Restart, Electronically Protected, Polarity Protected	
Bearing System	Ball Bearings	Life Expectancy 60,000 Hours (L10 at 40°C)
Dielectric Strength	500VDC/min, <5mA	
Insulation Resistance	≥10M Ohm @ 500 VDC	Available Options PWM Speed Control Input Thermal Speed Control Tachometer Output Alarm Output IP Ratings
		Weight: 3.2 lbs



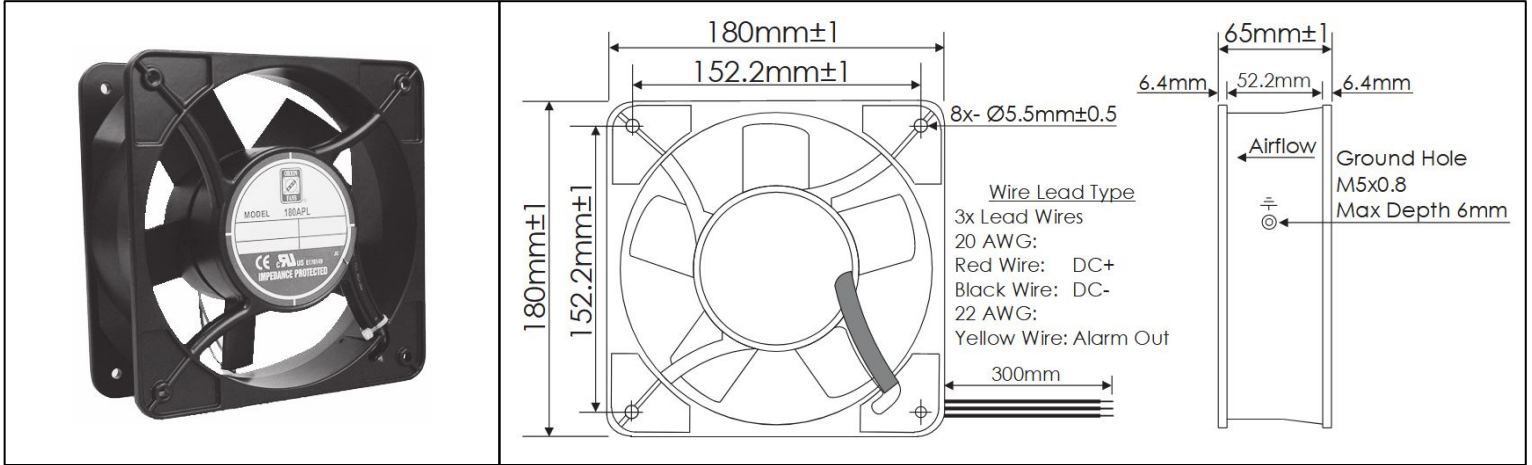
Part Number	Rated Voltage (Volts DC)	Voltage Range (Volts DC)	Rated Current (Amps)	Rated Power (Watts)	Rated Speed (RPM)	Max Airflow (CFM)	Noise Level (dBA)	Max Static Pressure (\"H ₂ O)
OD180APL-12H*B	12	9 ~ 13.8	4.20	50.4	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-12M*B	12	9 ~ 13.8	1.90	23.5	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-12L*B	12	9 ~ 13.8	1.50	19.0	2150	300	46.1	0.58
OD180APL-24H*B	24	20 ~ 26.4	2.50	60.2	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-24M*B	24	20 ~ 26.4	1.15	28.3	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-24L*B	24	20 ~ 26.4	0.62	15.6	2150	300	46.1	0.58
OD180APL-48H*B	48	28 ~ 52.0	1.03	50.2	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-48M*B	48	28 ~ 52.0	0.48	24.2	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-48L*B	48	28 ~ 52.0	0.30	15.4	2150	300	46.1	0.58

* Insert letter "T" for Terminal connection type

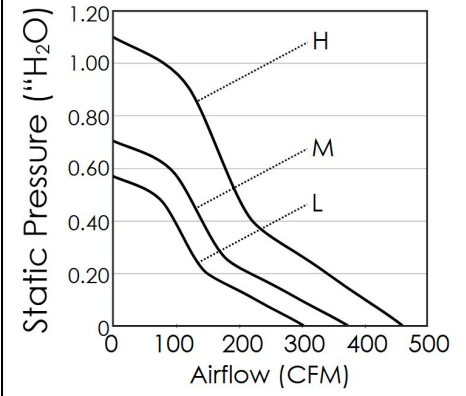
OD180APL Series with Alarm



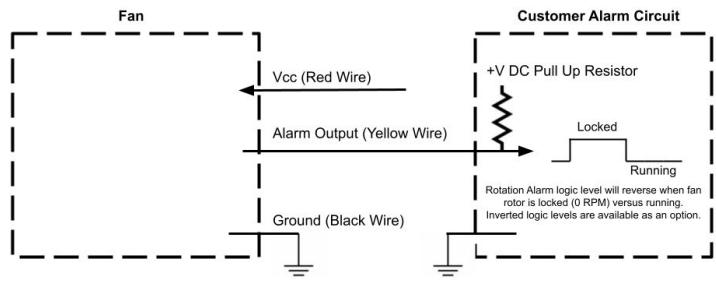
DC Fans - 12, 24, 48V
180mm x 180mm x 65mm (7" x 2.5")



Frame	Die Cast Aluminum, Black Finish	Operating Temperature -20°C ~ +65°C
Impeller	PBT, UL94 V-0 Plastic	
Connection	3x Wire Leads, 20/22 AWG	Storage Temperature -20°C ~ +75°C
Motor	Brushless DC, Auto Cutoff, Auto Restart, Electronically Protected, Polarity Protected	
Bearing System	Ball Bearings	Life Expectancy 60,000 Hours (L10 at 40°C)
Dielectric Strength	500VDC/min, <5mA	
Insulation Resistance	≥10M Ohm @ 500 VDC	Installed Options Open Collector Alarm Output
		Available Options Inverted Alarm Type
		Weight: 3.2 lbs



Part Number	Rated Voltage (Volts DC)	Voltage Range (Volts DC)	Rated Current (Amps)	Rated Power (Watts)	Rated Speed (RPM)	Max Airflow (CFM)	Noise Level (dBA)	Max Static Pressure ("H ₂ O)
OD180APL-12HB02A	12	9 ~ 13.8	4.20	50.4	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-12MB02A	12	9 ~ 13.8	1.90	23.5	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-12LB02A	12	9 ~ 13.8	1.50	19.0	2150	300	46.1	0.58
OD180APL-24HB02A	24	20 ~ 26.4	2.50	60.2	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-24MB02A	24	20 ~ 26.4	1.15	28.3	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-24LB02A	24	20 ~ 26.4	0.62	15.6	2150	300	46.1	0.58
OD180APL-48HB02A	48	28 ~ 52.0	1.03	50.2	3375	460	63.2	1.10
OD180APL-48MB02A	48	28 ~ 52.0	0.48	24.2	2800	375	53.4	0.70
OD180APL-48LB02A	48	28 ~ 52.0	0.30	15.4	2150	300	46.1	0.58



Alarm Max Pullup Voltage: Fan Vcc
 Alarm Max Sink Current: 5mA
 Alarm ACTIVE (0 RPM) State: HIGH

3. FANCOIL

4. PCI estándar compatible con más funciones

✚ Ajuste de la temperatura de histéresis

La temperatura de histéresis se puede ajustar en el modo de calefacción y refrigeración mediante el interruptor de la placa de circuito impreso, ajustable sobre el terreno.

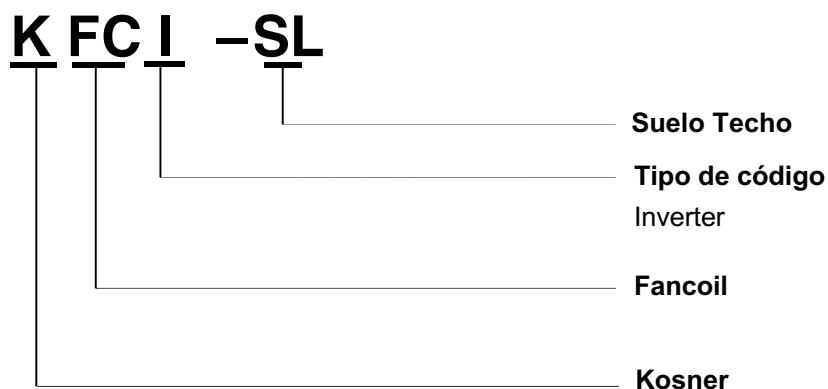
✚ Entrada termostato cableado 0-10V

Voltaje del termostato	Velocidad ventilador
$1 \leq \text{voltaje} < 3$	1
$3 \leq \text{voltaje} < 4$	2
$4 \leq \text{voltaje} < 5$	3
$5 \leq \text{voltaje} < 6$	4
$5 \leq \text{voltaje} < 7$	5
$7 \leq \text{voltaje} < 8$	6
$8 \leq \text{voltaje} < 10$	7

5. Línea de productos

Modelo	Caudal de aire (pies cúbicos por min.)	Presión estática externa	Fuente de alimentación
KFCI-250SL 2T 2.0	250	0 Pa.	220~240V-1Ph-50Hz 220~240V-1Ph-60Hz
KFCI-350SL 2T 2.0	350		
KFCI-500SL 2T 2.0	500		
KFCI-800SL 2T 2.0	800		

6. Nomenclatura



Modelo			KFCI-500SL 2T 2.0	KFCI-800SL 2T 2.0
Fuente de alimentación		V/Ph/Hz	220-240/1/50	
Flujo de aire (H/M/L)		m ³ /h	800/600/420	1300/980/680
		Pies cúbicos por minuto	471/353/247	765/576/400
Presión estática externa		Pa	0	
Potencia de refrigeración	Potencia sensible (H/M/L)	kW	3.63/2.85/2.08	6.12/4.82/3.42
	Potencia (H/M/L)	kW	4.85/3.92/2.93	8.25/6.65/4.84
	Caudal de agua	m ³ /h	0.83/0.67/0.51	1.43/1.14/0.83
	Caída de presión del agua	kPa	54.3/36.81/21.77	71.4/46.17/25.39
Calefacción	Potencia (H/M/L)	kW	5.25/4.09/3.04	8.70/6.81/4.85
	Caudal de agua	m ³ /h	0.91/0.71/0.53	1.51/1.18/0.83
	Caída de presión del agua	kPa	53.4/36.54/20.47	62.6/41.06/21.68
Potencia de entrada (H/M/L)		W	52/28/15	102/49/22
Corriente nominal		A	0,51	0,87
Nivel de presión acústica	(alta/media/baja)	dB(A)	45/39/30	51/43/33
Nivel de potencia acústica	(alta/media/baja)	dB(A)	59/51/43	64/57/47
Motor del ventilador	Tipo		Motor del ventilador de CC de bajo ruido	
	Cantidad		1	1
Ventilador	Tipo		Centrífugo, palas curvadas hacia adelante	
	Cantidad		2	3
Batería	Filas		4	4
	Presión de funcionamiento máxima	MPa	1,6	1,6
	Diámetro	mm	Φ7,94	Φ7,94
Cuerpo H2	Dimensiones netas (anch. x alto x prof.)		495×200×1240	591×200×1360
	Tamaño del embalaje (anch. × alto × prof.)		595×300×1345	695×300×1465
	Peso neto		26,5	34,5
	Peso bruto		33,5	42,5
Tubo de entrada o salida del agua		in	G3/4	G3/4
Tubo de drenaje		mm	DEΦ18,5	DEΦ18,5

Notas:

- H: velocidad del ventilador alta; M: velocidad del ventilador media; L: velocidad del ventilador baja.
- Condiciones de refrigeración: temperatura del agua de entrada de 7°C, temperatura del agua de salida de 12°C, temperatura de bulbo seco del aire de entrada de 27°C y bulbo húmedo de 19°C.
- Condiciones de la calefacción: temperatura del agua de entrada de 45°C, temperatura del agua de salida de 40°C, temperatura de bulbo seco del aire de entrada de 20°C y bulbo húmedo de 15°C.
- El nivel de potencia sonora se mide en una cámara de reverberación.
- El nivel de presión sonora se mide en una cámara semi-anechoica.

KFCI-800 SL 2.0													
EWT	ΔT	Indoor temperature (W.B.)											
		16			18			20			22		
		TH	WF	WPD	TH	WF	WPD	TH	WF	WPD	TH	WF	WPD
$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	kW	m ³ /h	kPa	kW	m ³ /h	kPa	kW	m ³ /h	kPa	kW	m ³ /h	kPa
40	8	7.67	0.83	14.87	6.86	0.74	12.26	6.04	0.65	9.87	5.22	0.56	7.64
	10	7.18	0.62	9.07	6.35	0.55	7.34	5.50	0.47	5.76	4.63	0.40	4.31
	12	6.63	0.48	5.86	5.75	0.41	4.61	4.84	0.35	3.38	3.95	0.28	2.08
	14	5.96	0.37	3.75	5.05	0.31	2.59	4.18	0.26	1.55	3.27	0.20	0.89
	16	5.28	0.29	2.02	4.41	0.24	1.25	3.44	0.19	0.82	2.30	0.12	0.55
45	8	9.67	1.04	21.52	8.85	0.95	18.49	8.05	0.87	15.67	7.24	0.78	13.07
	10	9.24	0.80	13.60	8.41	0.73	11.58	7.59	0.66	9.71	6.77	0.58	7.98
	12	8.76	0.63	9.16	7.93	0.57	7.72	7.08	0.51	6.37	6.23	0.45	5.12
	14	8.22	0.51	6.34	7.36	0.45	5.25	6.47	0.40	4.23	5.56	0.34	3.25
	16	7.62	0.41	4.48	6.70	0.36	3.59	5.77	0.31	2.66	4.87	0.26	1.74
50	8	11.64	1.25	29.11	10.84	1.17	25.78	10.02	1.08	22.53	9.22	0.99	19.38
	10	11.25	0.97	18.76	10.43	0.90	16.45	9.62	0.83	14.29	8.80	0.76	12.27
	12	10.82	0.78	12.80	9.99	0.72	11.16	9.16	0.66	9.62	8.33	0.60	8.18
	14	10.35	0.64	9.14	9.51	0.59	7.91	8.66	0.53	6.74	7.81	0.48	5.66
	16	9.83	0.53	6.70	8.97	0.48	5.73	8.09	0.44	4.82	7.21	0.39	3.98
55	8	13.62	1.47	37.63	12.80	1.38	33.74	11.98	1.29	30.01	11.18	1.20	26.57
	10	13.24	1.14	24.31	12.42	1.07	21.73	11.60	1.00	19.30	10.79	0.93	17.02
	12	12.85	0.92	16.91	12.02	0.87	15.06	11.19	0.80	13.27	10.37	0.75	11.64
	14	12.42	0.77	12.26	11.58	0.71	10.87	10.75	0.66	9.56	9.91	0.61	8.33
	16	11.95	0.65	9.16	11.11	0.60	8.08	10.26	0.55	7.05	9.41	0.51	6.08
60	8	15.59	1.68	46.93	14.76	1.59	42.43	13.94	1.50	38.48	13.13	1.42	34.63
	10	15.23	1.31	30.44	14.41	1.24	27.71	13.58	1.17	25.01	12.77	1.10	22.44
	12	14.86	1.07	21.27	14.02	1.01	19.24	13.20	0.95	17.36	12.38	0.89	15.54
	14	14.45	0.89	15.57	13.61	0.84	14.04	12.78	0.79	12.59	11.95	0.74	11.21
	16	14.03	0.76	11.81	13.18	0.71	10.61	12.34	0.67	9.47	11.50	0.62	8.39

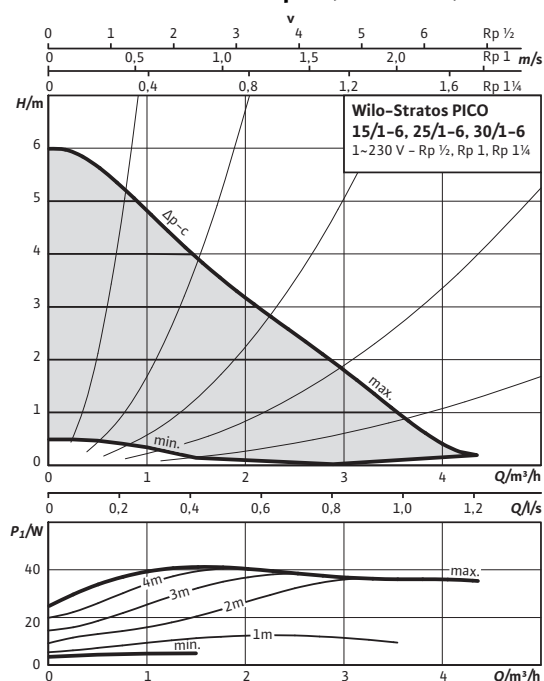
Abbreviations:

Δt : Temperature Difference ($^{\circ}C$) **TH:** Total Heating Capacity (kW) **WF:** Water Flow (m³/h) **WPD:** Water Pressure Drop (kPa)

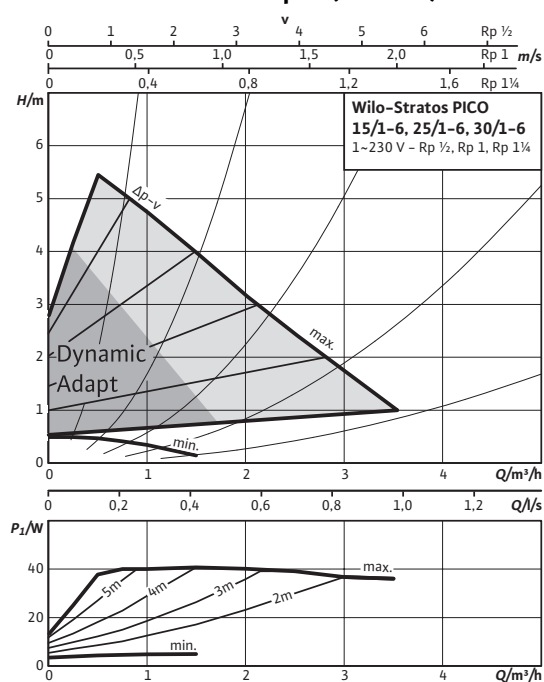
4. BOMBA DE AGUA

Ficha técnica: Wilo-Stratos PICO 15/1-6

Curvas características $\Delta p-c$ (constante)



Curvas características $\Delta p-v$ (variable)



Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)

Agua de calefacción (según VDI 2035)

Mezclas de agua/glicol (máx. 1:1; a partir de un 20 % de aditivo se deben comprobar los datos de impulsión)

Campo de aplicación autorizado

Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +25 °C

+2...+110 °C

Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +40 °C

+2...+95 °C

Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +60 °C

+2...+70 °C

Presión de trabajo máxima admisible

P_{max}

10 bar

Conexiones de tubería

Racor Rp ½

Rosca G 1

Longitud efectiva L_0 130 mm

Motor/componentes electrónicos

Índice de eficiencia energética (IEE) $\leq 0,20$

Compatibilidad electromagnética EN 61800-3

Emisión de interferencias EN 61000-6-3

Resistencia a interferencias EN 61000-6-2

Regulación de la velocidad Convertidor de frecuencia

Tipo de protección IP X4D

Clase de aislamiento F

Alimentación eléctrica 1~230 V, 50/60 Hz

Velocidad n 1200 - 4230 rpm

Potencia nominal del motor P_2 32 W

Consumo de potencia P_1 3 - 40 W

Intensidad absorbida I máx. 0,44 A

Protección de motor no requerida (resistente al bloqueo)

Prensaestopas Connector 11 PG

Materiales

Carcasa de la bomba Fundición gris (EN-GJL-200)

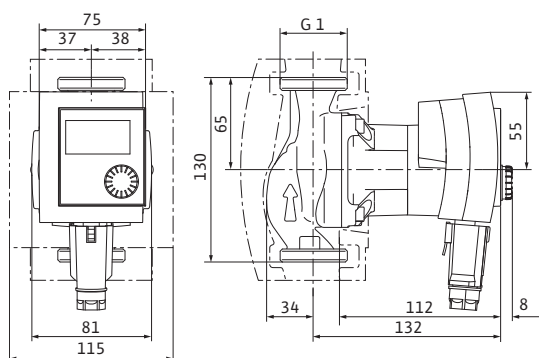
Rodete Plástico (PP - 40% GF)

Eje de la bomba Acero inoxidable

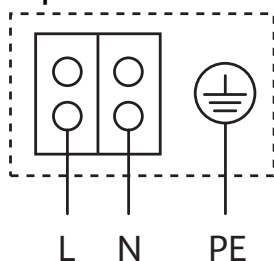
Cojinete Carbono, impregnado de metal

Ficha técnica: Wilo-Stratos PICO 15/1-6

Plano de dimensiones



Esquema de bornes



Motor resistente al bloqueo

Motor monofásico (EM) 2 polos - 1~230 V, 50 Hz



Altura de entrada mín. en la boca de aspiración para evitar la cavitación a la temperatura de impulsión del agua

Altura de entrada mín. a 50/95/110 °C 0,5 / 3 / 10 m

Información de pedido

Marca	Wilo
Tipo	Stratos PICO 15/1-6
Ref.	4132461
Peso aprox.	<i>m</i> 1,7 kg

• = admisible, - = inadmisibles

El índice de referencia de los circuladores más eficientes es IEE \leq 0,20. Para el índice de eficiencia energética, observe también la placa de características

5. SONDAS

5.1 TEMPERATURA

5.2 CAUDAL

5.3 PRESIÓN

Temperature

NiCr-Ni-sensor FTA 15 P



For immersion measurement

Meas. element: NiCr-Ni Class 1 *
Measuring tip: Operative range -200...+1100 °C
200x1.5 mm, sheathed line, Inconel
 T_{90} : * 1.5 s
Cable: approx. 1.4 m FEP/silicone
with spray-coated ALMEMO® connector

L = 200 mm
Sensor with handle
(No variants available)

Order no. FTA15P
Order no. FTA15PH

Pt100-sensor FPA 32 P



For immersion measurement

Meas. element: Pt100, Class B *
Measuring tip: Operative range -40...+500 °C
200 x 2.8/3.2 mm, sheathed line
 T_{90} : * 10 s
Cable: approx. 1.4 m PVC
with spray-coated ALMEMO® connector

L = 200 mm
Sensor with handle
(No variants available)

Order no. FPA32P
Order no. FPA32PH

NTC-sensor FNA 305



For Indoor air measurements

Meas. element NTC*
Measuring tip Operative range -10 to +60 °C
(non-condensing)
Protective tube in stainless steel
Diameter = 3.0mm, length = 50 mm
mounted directly on ALMEMO® connector
 T_{90} 8 s

L = 50 mm
(No variants available)

Order no. FNA305

* For general technical data, see page 07.03

Temperature

NiCr-Ni thermowire T 190-0



Thermowire: NiCr-Ni, class 2*
Insulation : Glass fiber (wires and sheath)
Operating temp.: -25°C to +400°C
Wire diameter: 0.5 mm
External diameter: approx. 1.3 x 2.1 mm

NiCr-Ni thermowire per meter
with glass fiber covering **Order no. LT01900**
NiCr-Ni thermowire sensor, welded tip, with
ALMEMO® connector 1.5m long **Order no. FTA3900**
ALMEMO® connector 5m long **Order no. FTA3900L05**

NiCr-Ni thermowire T 190-1



Thermowire: NiCr-Ni, Class 2*
Insulation : Glass fiber (wires and sheath)
Operating temp.: -25°C to +400°C
Wire diameter: 0.2 mm
External diameter: approx. 0.6 x 1.0 mm

NiCr-Ni thermowire per meter
with glass fiber covering **Order no. LT01901**
NiCr-Ni thermowire sensor, welded tip, with
ALMEMO® connector 1.5 m long **Order no. FTA3901**
ALMEMO® connector 5m long **Order no. FTA3901L05**

NiCr-Ni thermowire T 190-2



Thermowire: NiCr-Ni, Class 2*
Insulation : PVC (wires and sheath)
Operating temp.: -10°C to +105°C
Wire diameter: 0.5 mm
External diameter: approx. 2.2 x 3.4 mm

NiCr-Ni thermowire per meter
with PVC insulation **Order no. LT01902**
NiCr-Ni thermowire sensor, welded tip, with
ALMEMO® connector 1.5 m long **Order no. FTA3902**
ALMEMO® connector 5 m long **Order no. FTA3902L05**

NiCr-Ni thermowire T 190-3



Thermowire: NiCr-Ni, Class 2*
Insulation : Silicone (wires and sheath)
Operating temp.: -45°C to +200°C
Wire diameter: 0.5 mm
External diameter: approx. 4 mm

NiCr-Ni thermowire per meter
with silicone insulation **Order no. LT01903**
NiCr-Ni thermowire sensor, welded tip, with
ALMEMO® connector 1.5 m long **Order no. FTA3903**
ALMEMO® connector 5 m long **Order no. FTA3903L05**

* For general technical data, see page 07.03

Flow

new

Flow sensors for liquids FVA 645-GVxQT5

Variant in stainless steel without any moving parts, with integrated temperature measuring



- Measuring section in stainless steel
- Application in systems with laminar flow, no pressure surges, no air pockets, no suspended solids
- Without any moving parts
- Integrated temperature measuring
- Low pressure loss
- Wide temperature range
- High-speed reaction time
- Using with water
- For heat output measurement in heating systems and cooling plant

Technical Data:

Flow		Suitable conditions	
Measuring principle	Pressure pulsation Kármán vortex street	Media	Water, Viscosity < 2 mm ² /s) and conductivity > 2 μS/cm
Measuring range	see variants	Temp. of medium	0 to +100 °C
Accuracy	using water as medium at 0 to +100 °C ±1.5 % of final value	Ambient temperature	-25 to +60 °C
Resolution	see variants	Ambient humidity	up to 95 % RH, non-condensing
Reaction time (63 %)	< 3 s	Electrical connections	
Temperature		Output signal	2x 0.5 to 3.5 V (4.1 V)
Measuring range	0 to +100 °C	Power supply	5 VDC (±5 %), < 10 mA via ALMEMO® connector
Accuracy	±1 K at +15 to +90 °C ±2 K at 0 to +100 °C	Connection	Sensor with 2.9-meter connecting cable and ALMEMO® connector
Resolution	0.1 K	Fitting length	
Reaction time (63 %)	< 0.25 second under flow conditions 50% of final value	see variants	
Process connection		Materials (in contact with media)	
Process connection	2x male thread see variants	Corrosion-resistant coating EPDM, PPS, PPA 40-GF	
Pressure	10 bar	Pipe piece	Stainless steel 1.4408; (inside pipe PPA 40-GF)
Pressure loss	0.1 bar, typical under flow conditions, 50 % of final value		

Variants

Sensor for flow rate and temperature over a measured section, including ALMEMO® connecting cable, 2.9 meters

Measuring range	ALMEMO® Resolution	Process connection	Fitting length	Order no.
1 to 18 l/min	0.01 l/min	G 3/4" male thread	ca. 110 mm	FVA645GV18QT5
2 to 40 l/min	0.01 l/min	G 3/4" male thread	ca. 110 mm	FVA645GV40QT5
5 to 100 l/min	0.1 l/min	G 1" male thread	ca. 129 mm	FVA645GV100QT5
10 to 200 l/min	0.1 l/min	G 1 1/4" male thread	ca. 137.5 mm	FVA645GV200QT5

DAkkS calibration KV91xx, flow, for probes, see chapter Calibration certificates.
The DAkkS calibration fulfills the requirements of DIN EN ISO/IEC 17025 for test equipment.

Pressure Transducer FDA 602 L

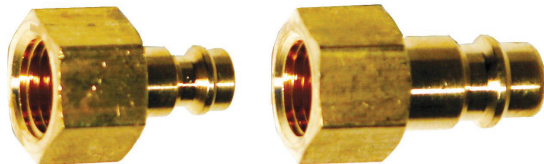


- Compact pressure sensors for industrial applications in liquid and gaseous substances.
- Piezo-resistive, flexibly suspended silicone measuring cell in an oil-filled, all-welded special steel enclosure.
- The stable mechanical construction provides a reliable protection for the measuring cell against the test substance and immunizes it against pressure peaks and vibrations.
- Available with three calibrations.
Relative pressure: Pressure related to the environmental pressure.
Absolute pressure: Pressure related to vacuum (0 bar)
Overpressure: Pressure related to atm. pressure at manufacturing (approx. 1bar).

Technical Data:

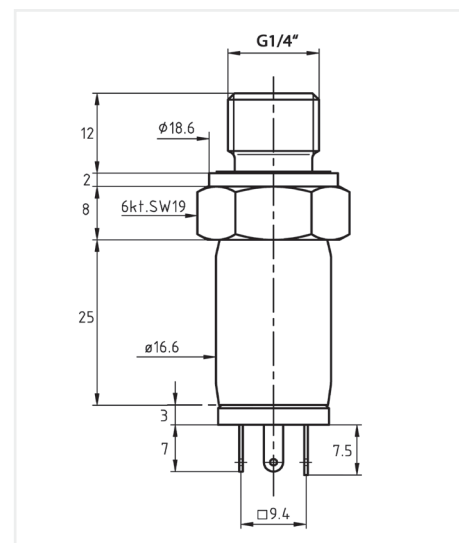
Overload	Two times final value
Output signal	0.2 to 2.2 V
Accuracy class (linearity + hysteresis + reproducibility)	±0.5 % of final value
Total error range	
0 to +50 °C	±1.0 % of final value
-10 to +80 °C	±1.5 % of final value
(linearity + hysteresis + reproducibility + temperature coefficients + zero-point + range tolerance)	
Response time (0 to 99 %)	<5 ms
Nominal conditions	22°C ±2 K, 10 to 90 % RH, non-condensing

Power supply	6.5 to 15 VDC, consumption <4 mA via ALMEMO® connector
Operating temperature	-40 to +100 °C
Pressure terminal	male thread G1/4" membrane not flush with front
Material in contact with medium	Stainless steel DIN 1.4404/1.1135 External seal Viton
Weight	approx. 50 g
Protective class	IP 65



Quick-release coupling
nominal width 5
internal thread G1/4"

nominal width 7,2
internal thread G1/4"



Accessories

- PTFE sealing tape, -200 to +260 °C, width 10 mm, thickness 0.1 mm, roll of 12 meters
- Quick-release coupling, nominal width 5, up to 35 bar Connection internal thread G1/4", brass
- Quick-release coupling, nominal width 7.2, up to 35 bar connection internal thread G1/4", brass

Order no.

- ZB9000TB
- ZB9602N5
- ZB9602N7

Types: including ALMEMO® cable 1.5m long

Measuring ranges relative pressure:
 up to 2.5 bar **FDA602L3R**
 up to 5 bar **FDA602L4R**
 up to 10 bar **FDA602L5R**

Measuring ranges absolute pressure:
 up to 2.5 bar **FDA602L3A**
 up to 5 bar **FDA602L4A**
 up to 10 bar **FDA602L5A**

Measuring ranges overpressure:

up to 25 bar **FDA602L2U**
 up to 50 bar **FDA602L3U**
 up to 100 bar **FDA602L4U**
 up to 500 bar **FDA602L6U**

Pressure transducer for measuring the temperature of refrigerants see page 10.08.
 DAkkS / DKD or factory calibration KD9xxx pressure for sensor or measuring chain (sensor + device) (see chapter Calibration certificates)