



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO
OPTIMIZACIÓN ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Autor: Marcos Suárez Eguizábal

Director: Íñigo Sanz Fernández

Madrid

Agosto de 2020

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Optimización eléctrica y electrónica de un sistema de calefacción.....

.....
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico ...2019-2020... es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.:



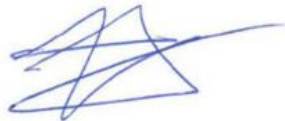
Fecha: ..26./ ..08../ 2020

Marcos Suárez Eguizábal

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.:



Fecha: ..26./ ..08../ 2020

Íñigo Sanz Fernández



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO
OPTIMIZACIÓN ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Autor: Marcos Suárez Eguizábal

Director: Íñigo Sanz Fernández

Madrid

Agosto de 2020

Resumen

El objetivo de este proyecto es la mejora de la instalación de calefacción de una vivienda unifamiliar, optimizando el funcionamiento de la bomba de circulación y su interacción con el termostato. Se pretende de esta manera reducir el consumo de energía a la vez que se mejora el funcionamiento del sistema y se aumenta la comodidad de los ocupantes de la vivienda. Todo ello sin recurrir a cambios drásticos de la instalación que impliquen realizar obras o sustituir sistemas enteros.

Para lograr esto, es importante hacer un estudio detallado de la instalación de calefacción ya existente. En la primera parte de este proyecto se estudian en detalle los distintos elementos que componen el sistema (caldera, bombas, termostato, radiadores, etc.) y se crean modelos que permitan después trabajar con ellos, realizando simulaciones y probando distintos ajustes. El primero de los modelos creados emula el comportamiento hidráulico de la instalación, recreando el comportamiento de las tuberías y radiadores. Permite calcular características como las pérdidas en distintos puntos del sistema o en total, el caudal de la bomba y los caudales que circulan por cada elemento de la instalación, entre otras. Para crearlo, se estudiarán los distintos elementos de la instalación desde la perspectiva de la mecánica de fluidos, y se creará el modelo en el software especializado Epanet. También se calculará de forma analítica el equilibrado del sistema, para que a todos los radiadores llegue el mismo caudal. Además de modelar el comportamiento hidráulico, también se hará lo propio con el comportamiento térmico. Para ello, se recurrirá a la teoría de transmisión de calor y con ella se estudiará el flujo de calor del radiador a la vivienda y de la vivienda al exterior. A partir de este comportamiento se creará un modelo que permita relacionar la acción del termostato, y su actuación sobre la bomba de circulación, con la temperatura ambiente en el interior de la vivienda. Para ello se utilizarán los softwares Matlab y Simulink.

Una vez creados los modelos, se realizarán varias simulaciones. Primero, se simulará el comportamiento del sistema termostato-bomba actual, y se identificarán los problemas que pueda tener. Después, con los resultados obtenidos, se estimará el consumo energético anual de la bomba. Una vez se ha trabajado con la instalación ya existente, se buscará qué modificaciones realizar para mejorar el funcionamiento. Éstas pasarán por cambiar el termostato y la bomba, de tal manera que se pueda implementar un regulador automático mejorado. Tras decidir cuáles serán los nuevos elementos, y diseñar un nuevo algoritmo de control, se procederá a simular su comportamiento de la misma manera que ya se hizo con el sistema actual, así como calcular una previsión del consumo anual nuevo. Finalmente, se compararán los desempeños de ambos sistemas en términos de confort y sus consumos energéticos, viendo las mejoras obtenidas.

Con esto, ya sólo queda realizar el estudio económico, basado en el estudio del coste de vida de la bomba. Se compararán los costes asociados a mantener la instalación actual con los asociados a las modificaciones propuestas en este proyecto. En resumen, se comprobará si el ahorro energético a largo plazo compensa la inversión inicial.

Abstract

The aim of this project is to improve the heating installation of a single-family home, optimizing the operation of the circulation pump and its interaction with the thermostat. This way, it is intended to reduce energy consumption while improving the operation of the system and the comfort of the inhabitants of the house. All of this will be done without resorting to drastic changes to the installation, such as completely changing the heating system, the plumbing, etc.

To achieve this, it is important to make a detailed study of the existing heating installation. In the first part of this project, the different elements that make up the system (boiler, pumps, thermostat, radiators, etc.) are studied in detail, and models that will allow working with them, running simulations and testing different settings, are created. The first of these models emulates the hydraulic behavior of the installation, recreating the behavior of pipes and radiators. It allows the calculation of characteristics such as losses at different points in the system or in total, the pump flow rate and the flow rates circulating through each element of the installation, among others. To create it, the different elements of the installation will be studied from a fluid-mechanics perspective, and the model will be created in the specialized software Epanet. The equilibrium of the system will also be calculated analytically, so that the same flow reaches all the radiators. In addition to modeling the hydraulic behavior, the same will also be done with the thermal behavior. For this, the theory of heat transmission will be used, and with it, it will be determined the heat flow from the radiator to the interior of the housing and from the interior of the housing to the exterior. A model based on this behavior will be created, and it will determine the relationship between the action of the thermostat on the circulation pump and the room temperature inside the house. For this, Matlab and Simulink softwares will be used.

Once the models are created, several simulations will be carried out. First, the behavior of the current thermostat-pump system will be simulated, identifying the problems it may have. Then, with the results obtained, the annual energy consumption of the bomb will be calculated. After working with the existing installation, modifications to improve performance will be looked for and performed. These will consist of changing the thermostat and pump, such that an improved automatic regulator can be implemented. After deciding what the new elements will be, and designing a new control algorithm, we will proceed to simulate its behavior in the same way as was done with the current system, as well as calculating a new annual consumption forecast. Finally, the performances of both systems, as well as their energy consumptions, will be compared, to see what improvements have been obtained.

With this, the only remaining part of the project left is to carry out the economic study, based on the study of the cost of life of the pump. The costs predicted if the system is left unchanged will be compared with the ones predicted if the modifications proposed in this project are implemented. In short, it will be checked whether the long-term energy savings resulting of the proposed modifications offset the initial investment.

Índice de documentos

DOCUMENTO I. MEMORIA

Parte I. Memoria	pág. 10 a 104	95 páginas
Parte II. Estudio económico	pág. 105 a 110	6 páginas
Parte III. Código fuente	pág. 111 a 114	4 páginas
Parte IV. Hojas de características	pág. 115 a 140	26 páginas

DOCUMENTO II. PLANOS

1. Lista de planos	pág. 3	1 página
2. Planos	pág. 5 a 8	4 páginas

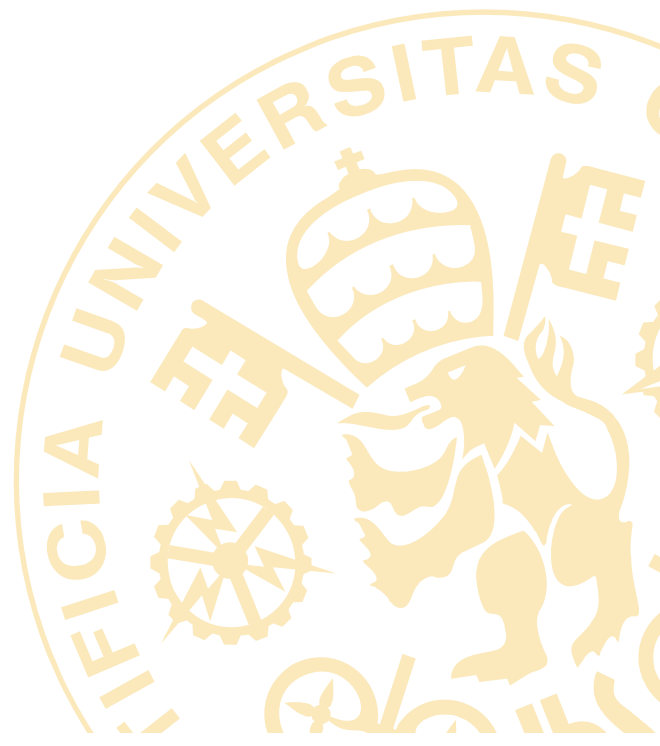
DOCUMENTO III. PLIEGO DE CONDICIONES

1. Generales y económicas	pág. 5 a 6	2 páginas
2. Técnicas y particulares	pág. 7 a 7	1 página

DOCUMENTO IV. PRESUPUESTO

1. Mediciones	pág. 5 a 5	1 página
2. Precios unitarios	pág. 7 a 9	3 páginas
3. Sumas parciales	pág. 11 a 11	1 página
4. Presupuesto general	pág. 13 a 13	1 página

DOCUMENTO I
—
MEMORIA



Índice

I. Memoria	11
1. Introducción	13
1.1. Estado de la técnica	13
1.2. Motivación del proyecto	17
1.3. Objetivos	17
1.4. Metodología	17
1.5. Recursos	18
2. Resultados/Experimentos	19
2.1. Estudio de la instalación existente	19
2.1.1. Componentes de la instalación existente	19
2.1.2. Modelo de la instalación existente	21
2.1.2.1. Modelo hidráulico del sistema de calefacción	21
2.1.2.2. Modelo térmico del sistema de calefacción	31
2.1.3. Simulación del modelo de la instalación existente	49
2.1.3.1. Equilibrado del sistema de calefacción	49
2.1.3.2. Patrones de funcionamiento de la bomba	65
2.1.3.3. Consumo energético de la bomba	75
2.2. Mejora de la instalación	77
2.2.1. Elección de los nuevos componentes	77
2.2.2. Diseño del control	79
2.2.3. Consumo energético de la nueva bomba	87
2.3. Comparativa entre el sistema actual y el nuevo	92
2.3.1. Respuestas temporales	92
2.3.2. Consumos energéticos	94
3. Conclusiones	97
4. Futuros desarrollos	99
5. Objetivos de desarrollo sostenible	101
Bibliografía	102
II. Estudio económico	105
III. Código fuente	111
1. Código de Matlab para el cálculo del control PID	113
1.1. control_PID.m	113
IV. Hojas de características	115
Wilo-Yonos PARA RS25/6 - RKC W M	117

Wilo-Yonos PARA RS15/7.0 - PWM1 W MC	123
Llaves de entrada y dettores Caleffi series 340 - 411 - 415	131
Serie CNI8C de reguladores PID de temperatura	137

Índice de figuras

1. Ejemplo de control tipo marcha/paro (Fuente: elaboración propia).	15
2. Ejemplo de control con histéresis (Fuente: elaboración propia).	15
3. Ejemplo de control por banda proporcional (Fuente: elaboración propia).	16
4. Caldera Sirena Mix Duo HFD 40 (Fuente: manual de usuario de la caldera)	20
5. Maneta de la bomba de circulación de calefacción.	20
6. De izquierda a derecha: radiador de aluminio, de placa de acero simple y placa de acero doble.	21
7. Esquema de la instalación de calefacción (Fuente: elaboración propia).	22
8. Esquema mejorado de la instalación de calefacción (Fuente: elaboración propia). . .	22
9. Curvas de las bombas Yonos PARA RS RKC para el modo de velocidad constante (Fuente: hoja de características).	23
10. Curva característica de la bomba del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).	24
11. Esquema de la instalación de calefacción con los nudos numerados (Fuente: elabora- ción propia).	25
12. Esquema del circuito de calefacción con las tuberías y válvulas numeradas (Fuente: elaboración propia).	26
13. Diagramas de las llaves de entrada y dettores de los radiadores (Fuente: hoja de características).	29
14. Curva de pérdida de presión de la llave de entrada del radiador (Fuente: hoja de características).	30
15. Curvas de pérdida de presión en el retentor (Fuente: hoja de características).	31
16. Pérdidas en la válvula 101 de dos maneras (Fuente: elaboración propia).	32
17. Esquema general del modelo térmico (Fuente: elaboración propia).	33
18. Diagrama sencillo de la habitación para el planteamiento térmico de la misma (Fuente: elaboración propia).	33
19. Modelo del comportamiento térmico de la habitación en función de la potencia térmica aportada por el radiador (Fuente: elaboración propia).	34
20. Esquema de la transmisión de calor a través de la pared (Fuente: elaboración propia).	36
21. Esquema del segmento de tubería que representa al radiador (Fuente: elaboración propia).	41
22. Modelo del comportamiento térmico de la habitación en función del caudal en el radiador (Fuente: elaboración propia).	45
23. Modelo de Simulink para visualizar la respuesta temporal de la función de transferen- cia T(s) (Fuente: elaboración propia).	46
24. Evolución en el tiempo de la temperatura de la habitación (Fuente: elaboración propia).	46
25. Evolución en el tiempo de la temperatura de la habitación, añadiéndole la capacidad térmica de dos estancias contiguas (Fuente: elaboración propia).	47
26. Evolución en el tiempo de la temperatura habiendo reducido el área de contacto del radiador (Fuente: elaboración propia).	48

27. Evolución en el tiempo de la temperatura trabajando con el tiempo en minutos (Fuente: elaboración propia).	49
28. Caudales en cada radiador con las válvulas completamente abiertas (Fuente: elaboración propia).	50
29. Caudales en cada radiador una vez se han ajustado los retentores para equilibrar el sistema (Fuente: elaboración propia).	51
30. Caudal en los radiadores y la bomba para las curvas 2 y 3 (Fuente: elaboración propia).	52
31. Caudal en los radiadores y la bomba para las curvas 4 y 5 (Fuente: elaboración propia).	52
32. Relación entre los caudales de los distintos segmentos del circuito (Fuente: elaboración propia).	57
33. Comparación de caudales entre el equilibrado manual (izqda.) y el analítico (dcha.) (Fuente: elaboración propia).	59
34. Caudal tras el equilibrado analítico para las curvas características 2 y 3 (Fuente: elaboración propia).	60
35. Caudal tras el equilibrado analítico para las curvas características 4 y 5 (Fuente: elaboración propia).	60
36. Parámetros de funcionamiento del termostato BAXI TD1200 (Fuente: instrucciones de instalación, montaje y funcionamiento).	65
37. Modelo de simulación mixto, para el termostato BAXI TD1200 (Fuente: elaboración propia).	67
38. Interior del bloque de control C(z), para el termostato BAXI TD1200 (Fuente: elaboración propia).	68
39. Modelo de simulación mixto, para el termostato BAXI TD1200, con todas las características de su funcionamiento implementadas (Fuente: elaboración propia).	69
40. Subsistema «Bloque de control con convertor D/A incluido» (Fuente: elaboración propia).	70
41. Subsistema ‘Convertor D/A’ (Fuente: elaboración propia).	70
42. Subsistema ‘Determinación de porcentaje válido’ (Fuente: elaboración propia).	70
43. Subsistema ‘Modulación del ancho de banda’ (Fuente: elaboración propia).	71
44. Comparación de la señal antes de pasar por el bloque ‘Compara con cero’ (amarillo) y después (azul) (Fuente: elaboración propia).	72
45. Evolución en el tiempo de la diferencia entre la temperatura interior y la exterior (Fuente: elaboración propia).	72
46. Evolución en el tiempo del mando (Fuente: elaboración propia).	73
47. Patrón 1: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).	74
48. Patrón 2: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).	74
49. Patrón 3: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).	75
50. Curva de potencia consumida por la bomba del circuito de calefacción en función de su caudal (Fuente: hoja de características).	75
51. Patrón 1, tal y como queda introducido en Epanet (Fuente: elaboración propia).	76
52. Caudal en la bomba correspondiente al escenario 1 (Fuente: elaboración propia).	76
53. Relación entre la señal PWM y la velocidad de rotación de la bomba (Fuente: hoja de características).	80
54. Esquema del conexionado de la placa Arduino Uno Rev3 (Fuente: elaboración propia).	81
55. Modelo mixto para la simulación de la instalación mejorada (Fuente: elaboración propia).	81
56. Curva característica de la serie «Yonos Para RS - PWM1» (Fuente: hoja de características).	82
57. Curva característica para PWM = 35 % (Fuente: elaboración propia).	84

58. Representación gráfica de los datos de la Tabla 18, junto con su línea de tendencia y la ecuación que le corresponde (Fuente: elaboración propia).	85
59. Componentes internos del bloque B(s) (Fuente: elaboración propia).	86
60. Componentes internos del bloque «PWM a Q» (Fuente: elaboración propia).	86
61. Evolución en el tiempo de la diferencia entre la temperatura interior y la exterior (Fuente: elaboración propia).	87
62. Evolución en el tiempo del caudal que da como resultado la Figura 61 (Fuente: elaboración propia).	87
63. Curvas de potencia consumida por la nueva bomba del circuito de calefacción en función de su caudal y velocidad de rotación (Fuente: hoja de características).	88
64. Evolución en el tiempo de la temperatura en el escenario 1 (Fuente: elaboración propia).	88
65. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 1 (Fuente: elaboración propia).	89
66. Cálculo de la potencia para cada caudal, escenario 1 (Fuente: elaboración propia).	89
67. Evolución en el tiempo de la temperatura en el escenario 2 (Fuente: elaboración propia).	90
68. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 2 (Fuente: elaboración propia).	90
69. Cálculo de la potencia para cada caudal, escenario 2 (Fuente: elaboración propia).	91
70. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 3 (Fuente: elaboración propia).	92
71. Comparación de la evolución temporal del caudal de la bomba entre el sistema actual y el nuevo (Fuente: elaboración propia).	93
72. Evolución de caudal y temperatura en el sistema actual (Fuente: elaboración propia).	93
73. Evolución de caudal y temperatura en el sistema nuevo (Fuente: elaboración propia).	94
74. Comparación de la evolución temporal de la temperatura entre el sistema actual y el nuevo (Fuente: elaboración propia).	94
75. Comparación de los consumos energéticos de los sistemas actual y nuevo (Fuente: elaboración propia).	95
76. Gráfico de columnas que representa los costes LLC de ambas bombas (Fuente: elaboración propia).	110

Índice de tablas

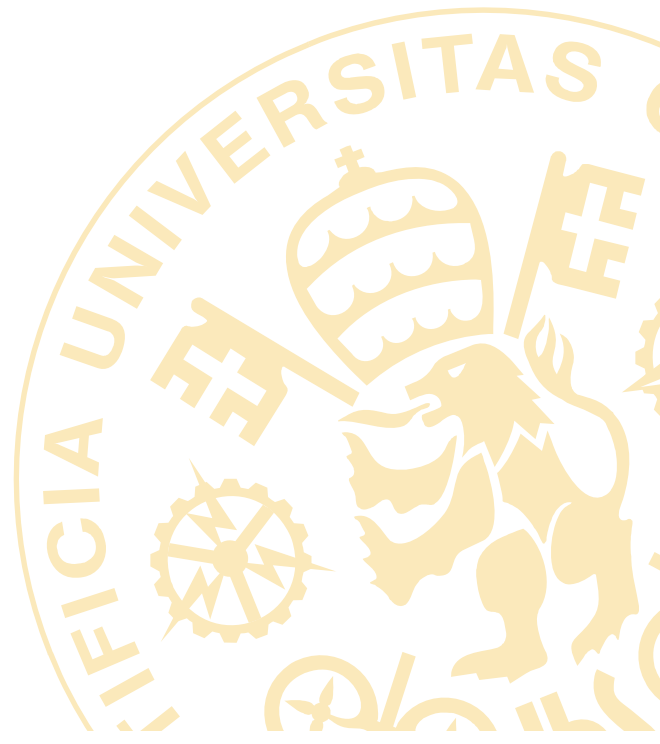
1. Valores de altura y caudal para distintos puntos de la curva característica de la bomba (Fuente: elaboración propia).	23
2. Cotas de los nudos del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).	25
3. Longitudes de las tuberías del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).	26
4. Medidas de los segmentos de tuberías correspondientes a cada radiador (Fuente: elaboración propia).	28
5. Valores de K para distintos niveles de apertura del detentor (Fuente: elaboración propia).	32
6. Consigna de cada detentor para lograr un sistema equilibrado (Fuente: elaboración propia).	53
7. Distintos recorridos por los que circula el agua en el sistema de calefacción (Fuente: elaboración propia).	55
8. Valores de los coeficientes de pérdidas menores de cada retentor (Fuente: elaboración propia).	58
9. Datos de partida para el cálculo analítico de los coeficientes de pérdidas menores de los detentores (Fuente: elaboración propia).	61
10. Cálculos básicos (Fuente: elaboración propia).	61
11. Pérdidas en todos los segmentos de tubería (Fuente: elaboración propia).	62
12. Pérdidas en los cuerpos de los radiadores (Fuente: elaboración propia).	63
13. Pérdidas en las llaves de entrada de los radiadores (Fuente: elaboración propia).	63
14. Pérdidas en los detentores (Fuente: elaboración propia).	63
15. Pérdidas totales por cada recorrido (Fuente: elaboración propia).	64
16. Coordenadas para las distintas curvas características de la bomba, clasificadas por el valor PWM que le corresponde a cada una (Fuente: elaboración propia).	83
17. Valores de los coeficientes de pérdidas menores de cada detentor para un equilibrado con PWM = 35 % en la bomba (Fuente: elaboración propia).	84
18. Caudales en la bomba para cada valor de PWM (Fuente: elaboración propia).	85
19. Consumo energético de los sistemas actual y nuevo (Fuente: elaboración propia).	95

Índice de extractos de código

1. Discretización del control PI	69
2. Conversión de señal analógica a PWM	80

PARTE I

MEMORIA



Capítulo 1

Introducción

EN este proyecto se va a analizar una instalación ya existente de calefacción de un domicilio unifamiliar y, a continuación, estudiar posibles mejoras que se puedan implementar a esa instalación y que mejoren su eficiencia energética y reduzcan los distintos costes asociados. Estas mejoras estarán relacionadas principalmente con la optimización eléctrica y electrónica de los sistemas de bombeo de la instalación. Con ellas se estima poder reducir entre un 20 % y un 30 % el consumo energético de la bomba.

1.1. Estado de la técnica

En esta sección se estudiará el estado actual de la tecnología utilizada para calefacción de viviendas unifamiliares. El enfoque se pondrá sobre los sistemas de caldera de gasóleo con radiadores conectados a un circuito de agua cerrada, ya que este es el sistema presente en la vivienda sobre la que se va a trabajar. En dichos sistemas, el agua del circuito se calienta mediante un quemador que es alimentado con gasóleo. Después se distribuye el agua caliente mediante el uso de una bomba de circulación, que alimentará todos los radiadores de la vivienda. La mejora de la instalación vendrá de la mano de la mejora y optimización de dicha bomba y del control del termostato.

Las bombas utilizadas en estos sistemas de calefacción son en su mayoría electrobombas, esto es, bombas accionadas mediante un motor eléctrico. La velocidad de este motor eléctrico puede estar regulada de tres formas:

- **Sin regulación:** En este caso, la bomba solo tiene dos estados posibles: encendida o apagada. Por tanto, siempre que funcione lo hará a la misma velocidad y la única manera de regular el caudal o la presión será a base de encendidos y apagados por intervalos. Este sistema puede funcionar razonablemente bien para un sistema de ACS, donde únicamente se encienda cuando una persona o varias abran algunas de las tomas de agua caliente, y esté apagada el resto del tiempo. Para un sistema de calefacción, sin embargo, no es la solución ideal, ya que se trata de un circuito cerrado en el que el agua tiene que estar en movimiento la mayor parte del tiempo y poder regular ese movimiento ayudará a controlar mejor la temperatura de la vivienda.
- **Mediante PWM:** PWM son siglas en inglés para Pulse Width Modulation, que traducido al español sería modulación de ancho de pulso. Este método regula la velocidad del motor variando el ciclo de trabajo de una onda periódica, cuadrada en este caso, cuyo valor superior es el voltaje que el motor necesita para estar encendido y cuyo valor inferior es un

voltaje lo suficientemente pequeño como para no activar el motor. Esta onda no siempre estará el mismo tiempo en alto que en bajo y, al variar el tiempo que está encendido en cada período, lo que se consigue es variar la tensión media de la onda y de esa manera la potencia entregada. La relación entre el tiempo que está encendido y el período de la onda es lo que se denomina ciclo de trabajo, y cuánto mayor sea este ciclo, más rápido girará el motor. El máximo ciclo de trabajo posible (expresado en porcentaje) es del 100 %, que significaría tener el motor siempre encendido, y, por tanto, operando a velocidad nominal. Resumiendo, el control de PWM permite regular la velocidad del motor entre cero y su velocidad nominal utilizando una onda cuadrada de período constante y voltaje medio regulable.

- **Mediante variador de frecuencia:** El variador de frecuencia por contrario, y como su nombre indica, regulará la velocidad del motor variando la frecuencia (inversamente proporcional al período) de la onda que alimenta dicho motor, mientras se mantiene la tensión media de la onda constante. Este método de control sólo sirve para motores de corriente alterna, ya que para estos motores la velocidad de giro guarda una relación proporcional a la frecuencia de alimentación.

De cara al proyecto, se utilizará uno de los dos últimos métodos en la mejora propuesta, ya que al poder controlar la velocidad de la bomba se puede diseñar un regulador de gran precisión y que haga un control gradual de la bomba, en lugar de ponerla en marcha y pararla continuamente.

Una vez se dividen las bombas en bombas de velocidad fija (sin regulación) y bombas de velocidad variable (PWM o variador de frecuencia), se pueden considerar los distintos métodos de control que son utilizados por termostatos actuales. Los principales, de acuerdo a [3] y [4], son los siguientes:

- **Para bombas de velocidad fija:**

- **Marcha/paro:** los termostatos con este sistema de control son los más sencillos. Se establece un punto de ajuste, que será la temperatura ambiente deseada, y si la temperatura está por debajo de dicho punto de ajuste el termostato mandará una orden de marcha a la caldera, y una vez la temperatura ambiente pasa a estar por encima, una orden de paro. Este control tiene varios problemas, el primero de los cuáles es que el sistema tiende a oscilar bastante, y el segundo es que, en caso de que la temperatura ambiente esté más o menos estable en torno al punto de ajuste, puede ocurrir que se cruce dicho ajuste varias veces en un corto espacio de tiempo. Esto último resultará en un ciclo rápido de encendido y apagado de la bomba y quemador, que puede resultar en su avería o, cuanto menos, acelerar su desgaste. En la Figura 1 se puede ver una representación gráfica de este sistema de control, siendo PA el punto de ajuste.
- **Histéresis:** este control busca solucionar el principal problema del anterior, es decir, la posibilidad de que la bomba se encienda y apague en rápida sucesión por cruzar demasiadas veces en poco tiempo el punto de ajuste. Para ello, establece una banda diferencial en torno a la temperatura objetivo, y sólo mandará la orden de paro una vez la temperatura haya superado dicha banda, mientras que la orden de marcha únicamente llegará cuando la temperatura quede por debajo del límite inferior de la banda. De esta manera, se evita que las órdenes de marcha y paro se sucedan rápidamente. Sin embargo, este método amplifica la oscilación de la temperatura, ya que la calefacción seguirá calentando aún cuando se ha superado el punto de ajuste, y

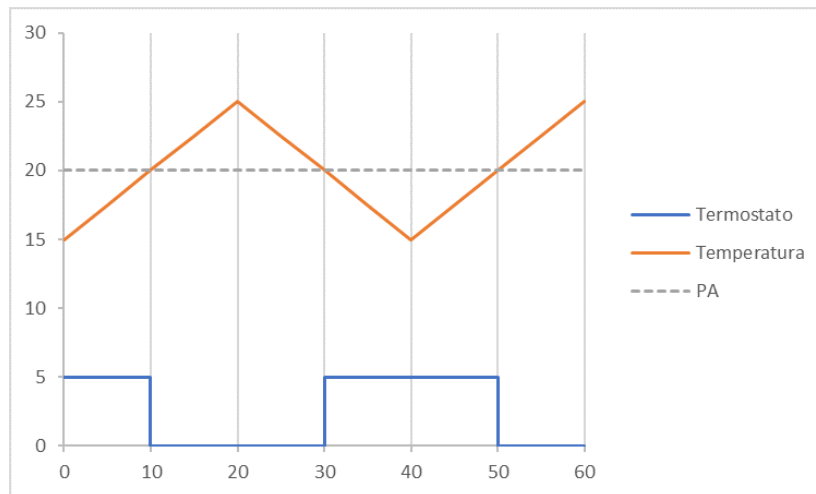


Figura 1. Ejemplo de control tipo marcha/para (Fuente: elaboración propia).

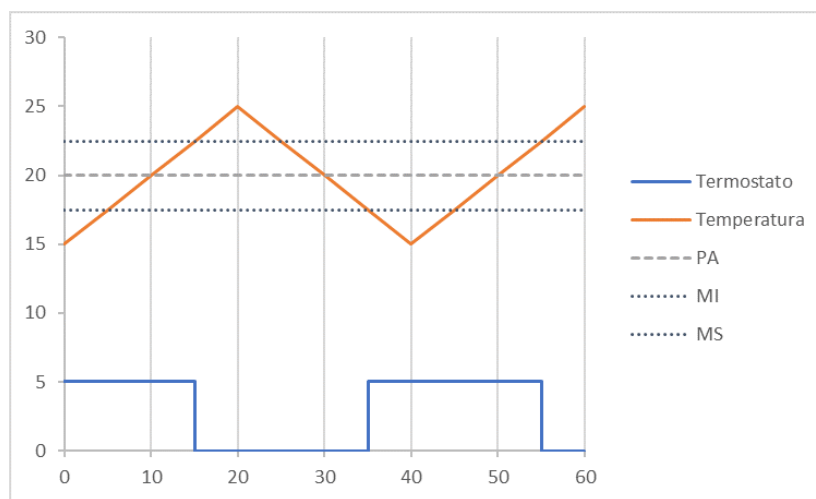


Figura 2. Ejemplo de control con histéresis (Fuente: elaboración propia).

tardará en encenderse aún cuando haya caído por debajo. En la Figura 2 se puede ver una representación gráfica de este sistema de control, siendo PA el punto de ajuste, MI el margen inferior de la banda diferencial y MS el superior.

- **Banda proporcional:** este método de control reduce la potencia media aportada al quemador y bomba cuando la temperatura ambiente se aproxima al punto de ajuste (temperatura deseada), de tal manera que se mantiene una temperatura estable una vez se llega a dicho punto. Para lograr esto se establecen unos límites superior e inferior en torno al punto de ajuste, que constituyen la banda proporcional (P_b), que típicamente tiene una amplitud de entre 1°C y 2°C . Si la temperatura ambiente se encuentra por debajo del límite inferior ($T_{\text{ambiente}} < T_{\text{deseada}} - \frac{1}{2} \cdot P_b$), el termostato da la orden a la caldera de funcionar ininterrumpidamente, mientras que si se encuentra por encima del límite superior ($T_{\text{ambiente}} > T_{\text{deseada}} + \frac{1}{2} \cdot P_b$) la orden es de apagado. Si, por el contrario, la temperatura se encuentra entre ambos límites ($T_{\text{deseada}} - \frac{1}{2} \cdot P_b < T_{\text{ambiente}} < T_{\text{deseada}} + \frac{1}{2} \cdot P_b$), se reduce la potencia media de calentador y bomba. Esta reducción, ya que la temperatura de la caldera y la velocidad de la bomba son fijas, se hace encendiendo y apagando ambos elementos durante intervalos cortos de tiempo, con distinta proporcionalidad entre el tiempo de encendido y apagado en función de la diferencia de temperatura entre el punto de ajuste y el ambiente. Una vez

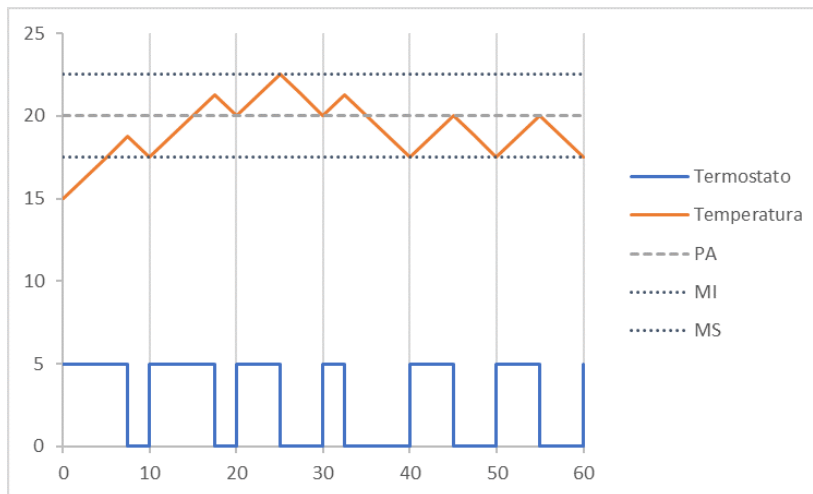


Figura 3. Ejemplo de control por banda proporcional (Fuente: elaboración propia).

se alcanza dicho punto la proporción será 1:1, es decir, el mismo tiempo encendido que apagado. Si la temperatura supera el punto de ajuste, el tiempo de apagado será mayor, y si es inferior, menor. En la Figura 3 se puede ver una representación gráfica de este sistema de control, siendo PA el punto de ajuste, MI el margen inferior de la banda proporcional y MS el superior.

■ Para bombas de velocidad variable:

- Para este tipo de bombas existe una mayor libertad para establecer distintos sistemas de control. Es en estos sistemas de control donde se pondrá el foco del proyecto, ya que se buscará una manera de regular la velocidad de la bomba de circulación. Para empezar, se determinará qué tipo de control es el idóneo para el sistema, y después se optimizará ese método de control de acuerdo con las especificaciones y requerimientos específicos del sistema a controlar. Existen muchos tipos de controles distintos en la industria, aunque el más común es sin duda el PID (Proporcional Integral Diferencial) o alguna de sus versiones simplificadas: P, PI o PD. También existen otros sistemas de control más avanzados que se podrían implementar en caso de que ninguno de los anteriores funcionase correctamente. Estos sistemas pueden ser adiciones al PID, como el predictor de Smith o el control en cascada para sistemas monovariariables o el control con desacoplo para los multivariariables, o controles totalmente distintos como el control predictivo o el control por realimentación de estados. El mejor método de control a utilizar para la mejora del sistema de calefacción se decidirá una vez estudiado y modelado dicho sistema. Sólo así se podrá saber qué control es el más conveniente y el que mejores resultados puede dar. También es posible que se necesiten distintos controles para distintas funciones, por ejemplo, un control para determinar la velocidad de giro de la bomba en función de la temperatura deseada en la vivienda y la temperatura que hay en ese momento y otro control para determinar la señal que se ha de mandar a la bomba en función de dicha velocidad (la deseada) y la velocidad a la que gira el motor de la bomba en ese momento. A su vez, estos controles están supeditados a un sistema que pueda ser accesible e intuitivo para el usuario final a través de una HMI (Interfaz Hombre-Máquina, por sus siglas en inglés) y determine aspectos como temperatura deseada, horarios de funcionamiento, velocidad de calentamiento y otras funciones que puedan ser de interés.

1.2. Motivación del proyecto

La motivación para este proyecto es conseguir una serie de mejoras en la instalación de calefacción de una vivienda mediante el control de la velocidad de la bomba a través de un variador de frecuencia. Estas mejoras son:

- **Ahorro de energía**

Al implementar este control la bomba sólo utilizará la energía necesaria para cada momento. Comparado con los otros métodos de control discutidos en el apartado 1.1, el control de la velocidad mediante control de frecuencia es el método que proporciona el mayor rendimiento y, por lo tanto, la utilización más eficiente de la energía.

- **Bajos costes de funcionamiento**

Debido a esta mayor eficiencia en el uso de la energía se reducirán de forma considerable de los costes de funcionamiento. Esto se notará de dos maneras: los costes de energía diarios disminuirán, y habrá un menor desgaste de las bombas y componentes del sistema, lo que a su vez reducirá la necesidad de sustituciones y los costes de mantenimiento.

- **Protección del medio ambiente**

Si bien el impacto ambiental de una instalación de este tamaño es relativamente pequeño, una utilización más eficiente de la energía significará una menor contaminación. Si además esta mejora se complementa con otros aspectos de la vivienda (electrodomésticos eficientes, autogeneración de energía, buen aislamiento, etc.) hará que dicha vivienda en su conjunto sea lo más respetuosa posible con el medio ambiente.

- **Mayor confort**

Se conseguirá mayor confort ya que el control será más preciso y, por tanto, la temperatura ambiente se ajustará mejor a los deseos del usuario y será más estable. Además, se podrían añadir nuevas funcionalidades al conjunto del sistema, como horarios de funcionamiento automáticos, accesibles al cliente a través de un termostato programable.

1.3. Objetivos

El principal objetivo de este proyecto es aumentar la eficiencia energética de una instalación ya existente de calefacción con la menor inversión inicial posible. Se busca reducir el consumo energético de la bomba de circulación entre un 20 % y un 30 %. Adicionalmente, se quieren reducir los costes de ciclo de vida asociados a dicha instalación o, dicho de otra manera, se busca ahorro a largo plazo. Otro objetivo es lograr hacer todo esto sin realizar obras que resulten intrusivas para la familia viviendo allí. Por tanto, se buscará principalmente modificar y optimizar el control electrónico de la instalación, pero sin cambiar tuberías, radiadores y demás componentes del circuito hidráulico. Se podrán modificar la caldera, la bomba de circulación y el termostato. También se busca como objetivo dar más opciones al usuario a la hora de controlar la calefacción: poder programar horarios de activación, elegir entre varios modos de funcionamiento, etc.

1.4. Metodología

¿Cuál es el camino que se usa para conseguir los objetivos?

- Estudiar los componentes de la instalación de calefacción ya existente.
- Diseñar un modelo o modelos que reflejen el funcionamiento de la instalación.
- Simular distintos escenarios de uso y estudiar el comportamiento del sistema (consumo energético, comfort, etc.).
- Seleccionar nuevos componentes que permitan mejorar dicho comportamiento, como pueden ser una mejor bomba, un variador de frecuencia y un termostato programable.
- Diseñar un nuevo algoritmo de control que haga un uso óptimo de los nuevos componentes.
- Simular los mismos escenarios de uso que en el tercer punto, estudiando el nuevo comportamiento del sistema.
- Comparar el desempeño del sistema mejorado con respecto al original.

1.5. Recursos

Para realizar este proyecto las principales herramientas utilizadas han sido los siguientes softwares:

- Epanet (versión 2.0.12 vE, de Marzo de 2010)
- Matlab R2019a
- Simulink
- Arduino 1.8.13
- Microsoft Excel

Capítulo 2

Resultados/Experimentos

2.1. Estudio de la instalación existente

En este apartado se va a estudiar en detalle la instalación existente y su funcionamiento, así como su eficiencia. También se creará un modelo de la instalación en un software de simulación.

2.1.1. Componentes de la instalación existente

Primero se estudiarán las características principales de la vivienda, para después estudiar cada componente de la instalación con más detalle.

La vivienda es un chalé adosado unifamiliar de dos pisos más buhardilla. En la planta baja hay un pequeño recibidor con un radiador que comunica con un conjunto de salón y cocina abierta que tienen en total cuatro radiadores más. También hay en esta planta un pequeño baño que no tiene calefacción alguna. En la primera planta hay un pequeño descansillo sin calefactar que da acceso a tres habitaciones, que disponen de cuatro radiadores en total, y dos baños, que no tienen radiadores. Por último, la buhardilla es un único espacio abierto que tiene un radiador. Adicionalmente, la vivienda cuenta con una chimenea de leña en el salón que, además de calentar dicho espacio, también proporciona calor mediante unas rejillas a las escaleras, el descansillo de la primera planta y la buhardilla. Esta chimenea se utiliza ocasionalmente de forma conjunta con el sistema de calefacción. Agregando todos estos números, la vivienda cuenta con un total de diez radiadores. Hay un único termostato de ambiente para toda la vivienda y por tanto no se pueden seleccionar distintas temperaturas para las distintas habitaciones, aunque es posible regular de forma manual el flujo de cada radiador, mediante el ajuste de la válvula de entrada. En el documento II, Planos, se puede encontrar un boceto para cada planta de la vivienda, donde aparecen situados los radiadores en cada una de las habitaciones.

La caldera que se encarga de calentar y distribuir el agua para la calefacción y el ACS (Agua Caliente Sanitaria) está ubicada en el garaje, que está a la misma altura que el salón, pero no está calefactado. En dicho garaje también está situado el depósito que suministra gasóleo al quemador. La caldera es una “Sirena Mix Duo HFD 40” del fabricante Domusa Teknik, cuyas características técnicas principales se irán desgranando a continuación. Comenzaremos con los distintos componentes que constituyen la caldera, que podemos ver representados en la Figura 4, y son los siguientes:

1. Quemador.
2. Válvula anti-retorno.
3. Bomba de circulación de ACS.
4. Bomba de circulación calefacción.
5. Válvula de seguridad.
6. Purgador automático.
7. Vaso de expansión.
8. Fluxostato.
9. Limitador de caudal.
10. Llave de llenado.
11. Intercambiador de ACS.

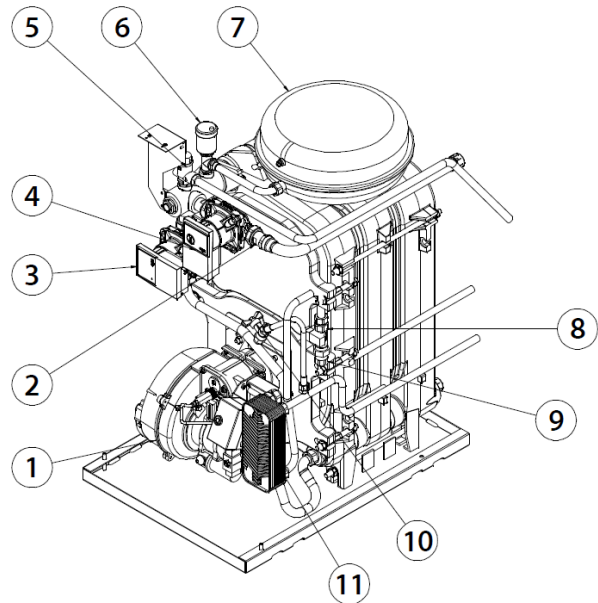


Figura 4. Caldera Sirena Mix Duo HFD 40
(Fuente: manual de usuario de la caldera)

Como se puede observar, la caldera cuenta con dos bombas para la circulación del agua, una que abastece el circuito de ACS y funciona durante todo el año y otra que abastece el circuito de calefacción y únicamente funciona cuando se selecciona el modo invierno en el panel de control de la caldera. Estas bombas son, respectivamente, una ‘Yonos Para RS 15/7.0 - PWM1’ y una ‘Yonos Para RS 25/6 - RKC’, ambas del fabricante alemán Wilo. Sus hojas de características se pueden encontrar adjuntas en la parte IV de esta memoria. La bomba de circulación de calefacción tiene una maneta integrada en su diseño que permite seleccionar de forma manual su modo de funcionamiento y velocidad, como se puede observar en la Figura 5:

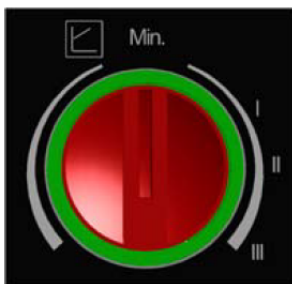


Figura 5. Maneta de la bomba de circulación de calefacción.

- A la izquierda se puede seleccionar el ajuste del modo de diferencial de presión variable ($\Delta P-v$).
- A la derecha se puede seleccionar una velocidad fija constante de funcionamiento de la bomba.
- La posición central es para seleccionar la velocidad mínima.

La maneta en esta instalación está situada en la posición III de la parte derecha de la maneta. Por tanto, funciona como una bomba de velocidad fija constante a 4350 rpm, de acuerdo con su hoja de características (Parte IV).

La caldera está conectada a un termostato ambiente digital TD1200 del fabricante Baxi. El termostato está situado en el salón-cocina, y por tanto es ahí donde toma la temperatura de referencia para toda la vivienda. Permite encender o apagar la calefacción, así como seleccionar la temperatura deseada en la vivienda. Además, encenderá automáticamente la calefacción en

caso de que la temperatura interna de la vivienda baje de 5 °C, para evitar posibles averías por congelación del agua dentro del circuito.

En cuanto a los radiadores que se encuentran distribuidos por la vivienda, hay de varios tipos y tamaños. Ocho de los diez radiadores son de panel de acero acanalado (hay tres simples y cinco dobles), mientras que los dos restantes son de aluminio, puesto que fueron instalados en una reforma posterior. Estos últimos están localizados en el recibidor y cocina, y tienen las mismas dimensiones (58 x 48 x 10), expresadas en centímetros y correspondientes al alto, ancho y largo respectivamente. Los tres radiadores del salón son dobles, uno mide (60 x 60 x 10) y los otros dos son idénticos (30 x 135 x 10) y están situados uno al lado del otro. Subiendo una planta, hay dos radiadores simples idénticos (60 x 120 x 2) situados en dos habitaciones distintas, mientras que la tercera habitación cuenta con uno simple (60 x 105 x 4) y uno doble (60 x 90 x 8), puesto que es de mayor tamaño. Finalmente, en la buhardilla, hay un único radiador doble (50 x 105 x 10). En el caso de los radiadores de panel de acero, la profundidad de todos los paneles es de 2 cm. Los radiadores dobles constan de dos paneles con un difusor de chapa metálica fijado al interior de cada panel y que los separa. Por tanto, si su profundidad es de 10 cm, son 4 cm de paneles con agua en su interior y 6 cm de difusores. Dos de los radiadores simples no tienen difusor alguno, mientras que el tercero, el que tiene 4 cm de profundidad, tiene un pequeño difusor en la parte del panel que da a la pared. En la Figura 6 se pueden ver los distintos tipos de radiadores que hay presentes en la vivienda.



Figura 6. De izquierda a derecha: radiador de aluminio, de placa de acero simple y placa de acero doble.

2.1.2. Modelo de la instalación existente

En este apartado se determinarán una serie de modelos para la instalación. Se creará un modelo en el software de simulación de comportamiento hidráulico Epanet. Estos modelos serán utilizados para calcular pérdidas en el circuito de calefacción y el consumo energético de la bomba. Adicionalmente, se modelará el comportamiento térmico del sistema de calefacción, que se utilizará para diseñar y optimizar sistemas de control para dicho sistema. Este modelo, así como los sistemas de control que actúen sobre él, se diseñarán utilizando Matlab y Simulink. Del modelo térmico se obtendrá un patrón de funcionamiento de la bomba que se introducirá en el modelo hidráulico para el cálculo de los consumos energéticos.

2.1.2.1. Modelo hidráulico del sistema de calefacción

El siguiente esquema (Figura 7) es el correspondiente al sistema de calefacción. Como fuente de agua se ha establecido un depósito infinito (en Epanet se ha seleccionado un embalse), que

sería equivalente al agua que sale del quemador, que alimenta a la bomba que abastece a todo el circuito. Las válvulas representan los distintos radiadores de los distintos pisos, y el flujo saliente retorna a la caldera.

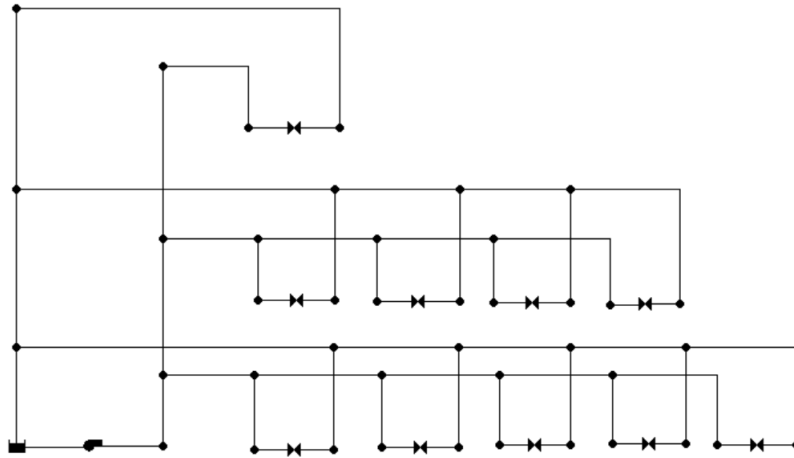


Figura 7. Esquema de la instalación de calefacción (Fuente: elaboración propia).

Después de realizar el anterior esquema se consideró que tal vez representar los radiadores como una única válvula fuese una simplificación excesiva, puesto que los radiadores objeto de este estudio tienen dos válvulas, una a la entrada (llave de entrada) y otra a la salida (detentor). Adicionalmente, todos ellos cuentan con un purgador, que es utilizado para poder extraer el aire que pueda haber dentro del sistema, principalmente cuando se llena el circuito después de haber estado vacío. Este último elemento no afecta al circuito hidráulico, en cualquier caso, puesto que normalmente estará cerrado y se comportará como un segmento de tubería más. Por tanto, en el esquema que aparece a continuación (Figura 8), los radiadores quedan representados como dos válvulas con un segmento de tubería entre ellas, que será el propio cuerpo del radiador y donde ocurrirá el principal intercambio de calor.

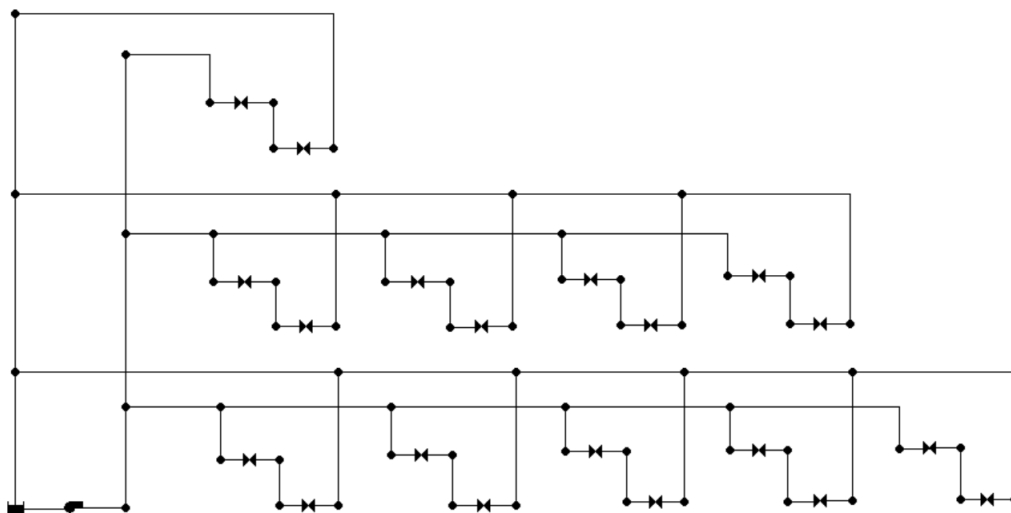


Figura 8. Esquema mejorado de la instalación de calefacción (Fuente: elaboración propia).

Una vez el esquema de la instalación de calefacción ha sido determinado, hay que calcular los distintos valores y características de cada uno de los componentes:

- **Depósito:** representa la salida del quemador. Para ser caracterizado, el único valor que se ha de determinar es su altura total. El suelo del garaje donde se encuentra la caldera está

0.43 m por debajo del de la vivienda, y el quemador está a esa misma altura con respecto al suelo del garaje si se toma como referencia su parte superior, aproximadamente. Dado que vamos a tomar como referencia de altura el suelo de la vivienda, situándolo en 0 m, la altura total del embalse será también de 0 m.

- **Bomba:** para caracterizar la bomba en Epanet se ha de determinar su curva característica. Esta curva es calculada automáticamente una vez le sean proporcionados a Epanet los valores nominales de altura (m) y caudal (l/s) de la bomba. Para determinar estos datos, recurrimos a la siguiente gráfica (Figura 9), que se encuentra dentro de la hoja de características de la bomba (Parte IV):

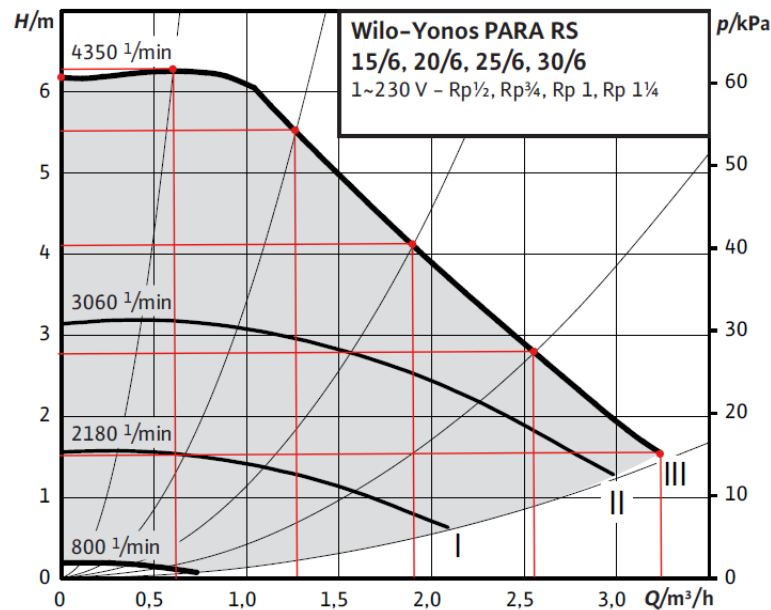


Figura 9. Curvas de las bombas Yonos PARA RS RKC para el modo de velocidad constante (Fuente: hoja de características).

Dado que la bomba está fijada en su modo de máxima velocidad (se ha seleccionado III con la maneta), la curva característica que le corresponde es la de 4350 rpm. Para que la curva resultante en Epanet sea lo más cercana posible a la proporcionada por el fabricante, se han tomado varios puntos de esta última. Estos puntos se han marcado en rojo en la Figura 9, y sus valores se recogen en la Tabla 1.

Altura m	Caudal	
	m^3/h	l/s
6.2	0	0
6.3	0.61	0.17
5.5	1.30	0.36
4.1	1.91	0.53
2.8	2.56	0.71
1.5	3.26	0.91

Tabla 1. Valores de altura y caudal para distintos puntos de la curva característica de la bomba (Fuente: elaboración propia).

Las unidades que Epanet maneja para caudales son l/s , por lo que esos datos, junto con los de altura en metros, son los introducidos en Epanet para el cálculo de la curva característica de la bomba. El programa, sin embargo, no parece aceptar que haya una sección de la curva que sea creciente, problema que se subsanó haciendo que el punto de caudal cero tenga una altura ligeramente superior al siguiente punto, en lugar de inferior. La gráfica en este punto es relativamente plana, por lo que se considera una aproximación razonable. Además, como se verá más adelante, en el apartado de simulación, el punto de trabajo de la bomba está entre los 0.4 y 0.6 l/s , alejado de la zona plana de la curva, por lo que el comportamiento de la bomba no se verá afectado por la aproximación. La curva resultante en Epanet se encuentra en la Figura 10, junto con los valores que se han introducido para lograr dicha curva.

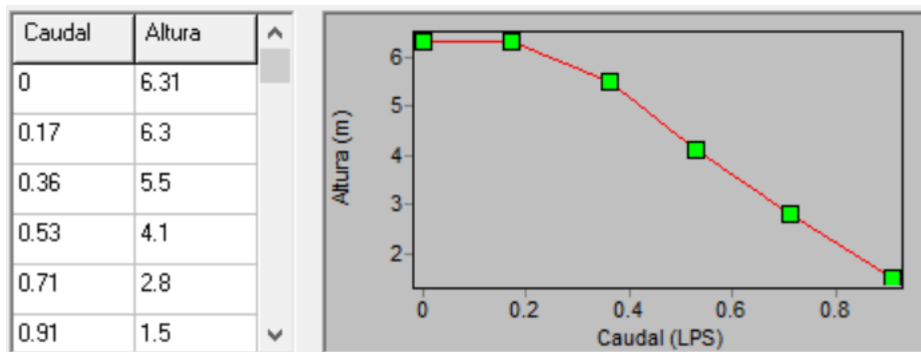


Figura 10. Curva característica de la bomba del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).

Epanet no proporciona la ecuación o ecuaciones que definen esta curva, aunque por su aspecto parecen ser rectas entre los distintos puntos introducidos. Esto estaría en consonancia con la curva original Figura 9, al menos en la zona central de la misma.

- **Conexiones:** el valor que caracteriza a cada conexión o nudo es su altura. Para obtener alturas para todas las conexiones se ha tomado como referencia de altura el suelo de la planta baja, al que se le ha dado valor de 0 m. A las conexiones con las tuberías que transportan el agua caliente en cada piso se les ha asignado la misma altura que el suelo de dicho piso. Las alturas de las entradas y salidas de los radiadores han sido medidas respecto del suelo de su piso, a lo que se le ha sumado la altura de dicho piso para obtener la cota total. En la Tabla 2 se recogen las cotas de todos los elementos del sistema, así como el nudo al que corresponden en el esquema (Figura 11).
- **Tuberías:** para caracterizar cada tramo de tubería hay que determinar tres propiedades: longitud (m), diámetro (mm) y rugosidad (mm). Dado que no se dispone de un plano de la instalación ni se puede medir la longitud de las tuberías ya que discurren bajo el suelo, las medidas de longitud serán aproximadas. Las aproximaciones serán realizadas en base a las medidas de la vivienda, a las dimensiones de cada espacio y la localización de los radiadores dentro de los mismos. Las longitudes determinadas para cada segmento de tubería, a excepción de los que corresponden a los cuerpos de los radiadores, quedan recogidas en la Tabla 3. En la Figura 12 se puede ver el número que le corresponde a cada tubería.

En lo que respecta al diámetro de las tuberías, será asumido que todas ellas tienen el mismo. El punto elegido de la instalación para medir dicho diámetro es la salida de la caldera, donde las distintas cañerías quedan a la vista. La que corresponde al circuito de

Elemento	Nudos que le corresponden	Cota (m)
Planta baja	1, 2, 3, 6, 7, 8, 9, 53, 54, 55, 56, 57	0
Radiador recibidor (entrada)	13, 14	0.56
Radiador recibidor (salida)	15, 16	0.06
Radiador cocina (entrada)	17, 18	0.69
Radiador cocina (salida)	19, 20	0.19
Radiador 1 salón (entrada)	21, 22	0.71
Radiador 1 salón (salida)	23, 24	0.15
Radiadores 2 y 3 salón (entrada)	25, 26, 29, 30	0.34
Radiadores 2 y 3 salón (salida)	27, 28, 31, 32	0.10
Planta primera	4, 10, 11, 12, 58, 59, 60, 61	2.78
Radiador habitación 1 (entrada)	33, 34	3.42
Radiador habitación 1 (salida)	35, 36	2.88
Radiador habitación 2 (entrada)	37, 38	3.44
Radiador habitación 2 (salida)	39, 40	2.90
Radiadores 1 y 2 habitación 3 (entrada)	41, 42, 45, 46	3.42
Radiadores 1 y 2 habitación 3 (salida)	43, 44, 47, 48	2.88
Buhardilla	5, 62	5.56
Radiador buhardilla (entrada)	49, 50	6.21
Radiador buhardilla (salida)	51, 52	5.67

Tabla 2. Cotas de los nudos del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).

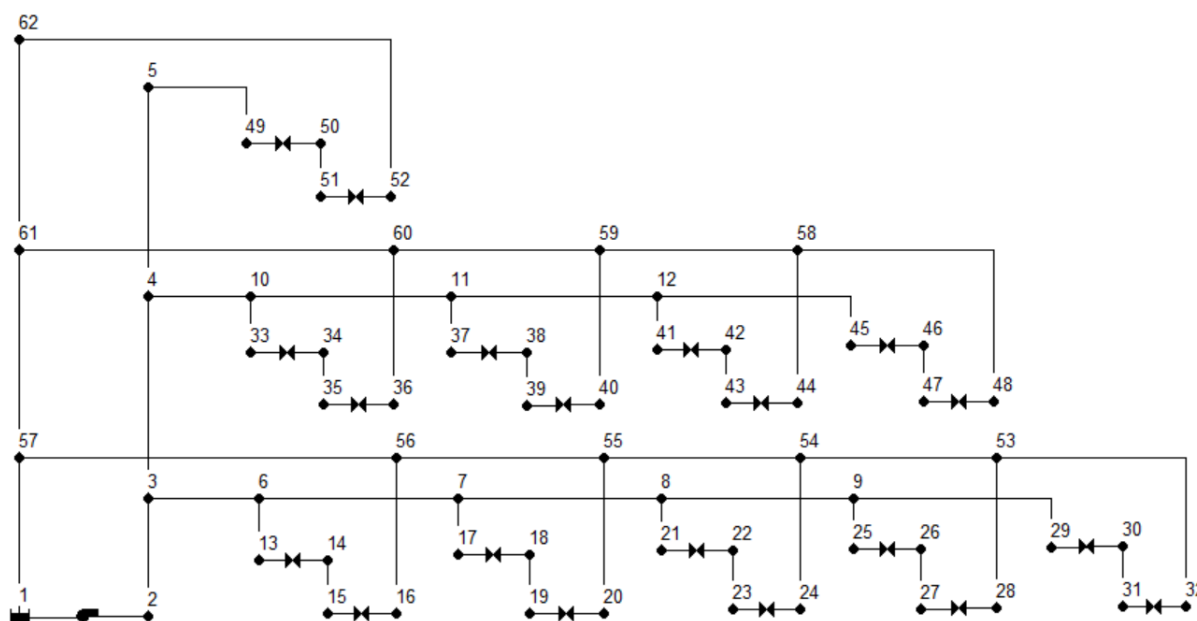


Figura 11. Esquema de la instalación de calefacción con los nudos numerados (Fuente: elaboración propia).

N.º	L(m)	N.º	L(m)	N.º	L(m)	N.º	L(m)
2	1	12	6	22	1	32	1
3	3	13	8	23	1	33	1
4	3	14	2	24	1	34	1
5	3	15	2	25	1	35	1
6	3	16	4	26	1	36	1
7	1	17	4	27	1	37	1
8	2	18	8	28	1	38	3
9	2	19	8	29	1	39	3
10	8	20	4	30	1	40	2
11	6	21	4	31	1	41	2

Tabla 3. Longitudes de las tuberías del circuito de calefacción (Fuente: elaboración propia).

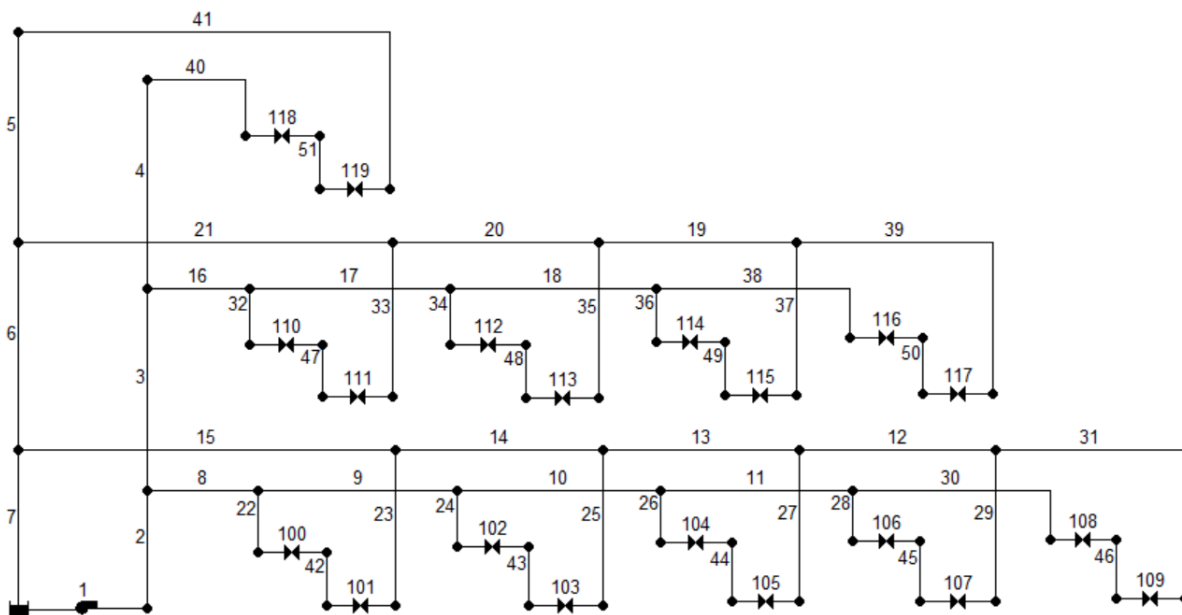


Figura 12. Esquema del circuito de calefacción con las tuberías y válvulas numeradas (Fuente: elaboración propia).

calefacción tiene un diámetro externo de 16 mm. Recurriendo a la Norma Europea EN 1057:2006+A1:2010 [6], se puede ver que el único grosor nominal de pared contemplado para dicho diámetro externo es de 1 mm, lo que resulta en un diámetro interno de 14 mm. En cuanto a la rugosidad, la que les corresponde a las tuberías de latón laminado o cobre, de acuerdo con la tabla 6.1 encontrada en la página 358 de [7], es de 0.002 mm. Se utilizará esta rugosidad para todas las tuberías, con excepción de los segmentos de tubería que quedan entre dos válvulas y representan el cuerpo del radiador, puesto que no son de cobre. Estos segmentos también tendrán un diámetro interno distinto del resto, que estará basado en el tipo de radiador que sean, y unas longitudes que se basarán en sus dimensiones. La rugosidad de los radiadores estará basada de nuevo en la tabla 6.1 encontrada en [7] (página 358), y será de 0.06 mm para los de placa de acero (en la tabla es el valor que le corresponde a la lámina metálica nueva, pero dado que, en el caso de los radiadores, no es nueva, se ha añadido un 20 % adicional, que entra dentro de la incertidumbre de $\pm 60\%$) y de 0.02 mm para el aluminio (dado que no aparece en la tabla, se ha tomado

como aproximación el valor correspondiente al acero inoxidable). En los radiadores de acero, tanto la longitud como el diámetro se basarán en el tamaño y número de canaladuras. En todos los radiadores estas son de la misma anchura, y la relación entre número de segmentos que queda entre cada canaladura y la anchura total del radiador es de 5 cm. Con esta relación se puede obtener el número de segmentos de cada radiador en función de su ancho (1), y el resultado de multiplicar este número por la altura de dicho radiador será la longitud total del segmento de tubería que lo representa en el esquema (2). En el caso de los radiadores dobles, la longitud resultante se duplicará.

$$n = \frac{x_r}{5}; \quad n = \text{número de canaladuras}; \quad x_r = \text{ancho del radiador (cm)} \quad (1)$$

$$l = n \cdot y_r; \quad l = \text{longitud tubería}; \quad y_r = \text{alto del radiador} \quad (2)$$

El diámetro externo será de 20 mm, que es el ancho de cada segmento que queda entre las canaladuras y también su profundidad. Suponiendo un grosor de pared de 1 mm, nos queda una sección interior cuadrada de 18 mm por 18 mm, cuyo diámetro hidráulico, de acuerdo con la ecuación 6.59 de la página 367 de [7], se obtiene de la ecuación (3) y resulta ser 18 mm.

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \times \text{área}}{\text{perímetro mojado}} = \frac{4 \cdot 18^2}{4 \cdot 18} = 18 \text{ mm} \quad (3)$$

En cuanto a los dos radiadores de aluminio, ambos tienen las mismas dimensiones y están compuestos por seis elementos iguales, que están unidos por su parte superior e inferior por dos tubos de 40 mm de diámetro externo. Por cada elemento baja un conducto, comunicando el tubo superior con el inferior, que tiene una profundidad igual al diámetro del tubo y una anchura de 20 mm. Estos conductos transmiten el calor al elemento del que son centrales, y este último lo transmite al aire a través de un diseño que favorece la convección. Asumiendo un espesor de las paredes de 1 mm, las medidas internas para dichos conductos será de 18 mm x 38 mm. Utilizando de nuevo la ecuación 6.59 de [7], y con una precisión de un decimal, se obtiene un diámetro hidráulico de 24.4 mm (4).

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot 18 \cdot 38}{2 \cdot (18 + 38)} = 24,4 \text{ mm} \quad (4)$$

Para determinar la longitud del tramo de tubería equivalente al radiador multiplicaremos el número de segmentos por la altura del radiador, al igual que se ha hecho antes (Ecuación 2). Se considerará que los tubos que comunican dichos segmentos se comportan simplemente como uniones entre ellos y su efecto sobre el flujo ya es tenido en cuenta, dado que para determinar la longitud de la tubería se utiliza la altura del radiador, que tiene en cuenta los tubos superior e inferior, y no la longitud de los conductos que discurren por el centro de cada segmento. En la Tabla 4 se recogen las longitudes y diámetros internos que han sido calculados para cada radiador.

- **Válvulas:** todos los radiadores tienen una llave de entrada (válvula de entrada) y un detentor (válvula de salida). Las llaves de entrada son todas válvulas de escuadra de regulación manual y reglaje simple, con las conexiones a red y a radiador de ½". Los detentores son también válvulas de escuadra de regulación manual, del mismo tamaño, aunque con un mando distinto, ya que no están diseñados para ser regulados por el usuario

Radiador	Número en el esquema	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Rugosidad (mm)
Recibidor y cocina	42, 43	3.5	24.4	0.02
Salón 1	44	14.4	18	0.06
Salón 2 y 3	45, 46	16.2	18	0.06
Habitación 1 y 2	47, 48	14.4	18	0.06
Habitación 3 simple	49	12.6	18	0.06
Habitación 3 doble	50	21.6	18	0.06
Buhardilla	51	21.0	18	0.06

Tabla 4. Medidas de los segmentos de tuberías correspondientes a cada radiador (Fuente: elaboración propia).

con frecuencia. En lo que a caracterizar estas válvulas en Epanet respecta, es necesario determinar tres parámetros: diámetro (mm), tipo y consigna. El diámetro será el mismo que el de las cañerías (14 mm), ya que la medida de ½" hace referencia a la medida de la rosca, no al diámetro interno, que es igual al de la red. En cuanto al tipo de válvula, se ha seleccionado la opción de válvula de regulación (TCV en la versión en inglés del programa). Para este tipo de válvula el dato que se ha de introducir en la consigna es el coeficiente de pérdidas menores. Este coeficiente depende, entre otros factores, del grado de apertura de las válvulas, que por defecto estarán completamente abiertas y después se ajustarán en simulación. Para calcular el coeficiente por defecto de las válvulas, así como valores que puede tomar para distintos grados de apertura, recurriremos a su hoja de características. No todas las válvulas en los distintos radiadores son del mismo fabricante, pero sí son del mismo tamaño y tipo, por lo que todas serán tratadas por igual, distinguiendo sólo entre llaves de entrada y detentores. Para determinar los valores de los distintos coeficientes de pérdidas menores (K), usaremos la hoja de características encontrada en la Parte IV. Las llaves de entrada utilizadas en la instalación son el modelo **411402**, y los detentores son el modelo **431402**, y se pueden ver sus diagramas y dimensiones en la Figura 13.

En la hoja de características no se encuentra directamente el coeficiente de pérdidas que se busca, pero sí se puede encontrar la pérdida de presión producida por la válvula en función del caudal. En la página 376 de [7], se encuentra la ecuación (5) que permite calcular este coeficiente (K), en función de la pérdida de carga en el elemento (h_m) y la altura cinética del sistema de tuberías ($V^2/(2g)$). A partir de la ecuación 6 y la ecuación 7, sabiendo que Δp es la caída de presión y ρ la densidad del agua en la primera de dichas ecuaciones, y Q es caudal y A es el área de la sección del conducto por el que circula el fluido en la segunda, se puede despejar la ecuación 5 en función de variables que podrán ser calculadas a continuación.

$$K = \frac{h_m}{V^2/(2g)} \quad (5)$$

$$h_m = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (6)$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (7)$$

Combinando estas tres ecuaciones, resulta la siguiente ecuación (8):

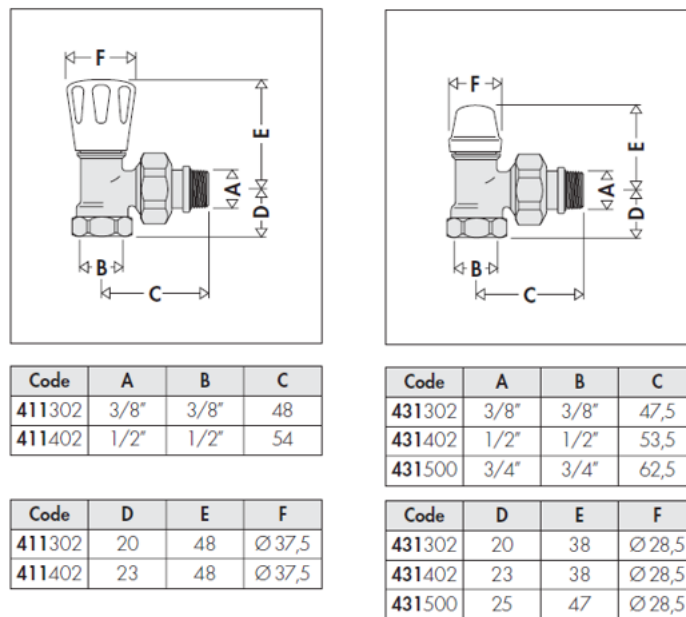


Figura 13. Diagramas de las llaves de entrada y detentores de los radiadores (Fuente: hoja de características).

$$K = \frac{\frac{\Delta p}{\rho \cdot g}}{\left(\frac{Q}{A}\right)^2 / (2g)} = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot A^2}{\rho \cdot Q^2} \quad (8)$$

Por tanto, ahora se necesitan los valores de Δp , A , Q y ρ para calcular los distintos coeficientes de pérdidas necesarios. Todos estos valores se introducirán en la ecuación en unidades del S.I. (Sistema Internacional), y la K resultante será adimensional. Empezando por ρ , se utilizará 988 kg/m^3 como dato, que es el valor que corresponde al agua destilada a presión atmosférica y 50°C de temperatura. El agua del circuito no está destilada, pero tampoco tenemos datos de su composición y es en cualquier caso agua potable, así que las diferencias en cuanto a densidad respecto al agua destilada son mínimas y serán despreciadas. En cuanto a la presión, trabajaremos con el agua como fluido incompresible, de forma que siempre tendrá la misma densidad independientemente de la presión. Elegir la temperatura sí resulta más crítico, dado que su impacto en la densidad del agua no es despreciable. En el circuito de calefacción, además, la temperatura no se mantiene constante, ya que el agua baja de temperatura al pasar por los radiadores. En Epanet, sin embargo, todos los cálculos se hacen a temperatura constante, dado que esto es condición necesaria para poder aplicar el principio de Bernoulli o la ecuación de Darcy-Weisbach. Por tanto, se calculará la temperatura media aproximada del circuito y se utilizará como si fuera la temperatura del agua en todo momento. Dado que la caldera está regulada para que se mantenga a 60°C , y la temperatura de retorno es aproximadamente 40°C , la media resulta 50°C . El resto de las variables serán distintas para la llave de entrada y el detentor.

Empezando por la llave de entrada, en la Figura 14, obtenida de su hoja de características (Parte IV), se puede ver la curva que determina la caída de presión de la válvula en función del caudal que circula por ella. El caudal nominal de esta válvula es de 399 l/h ($1,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$), pero se determinará la caída de presión para un caudal de 500 l/h ($1,38 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$), ya que este último se encuentra marcado en la gráfica de forma clara y

**Manual regulating valves, elbow connections, series 340,
series 411 and series 415**

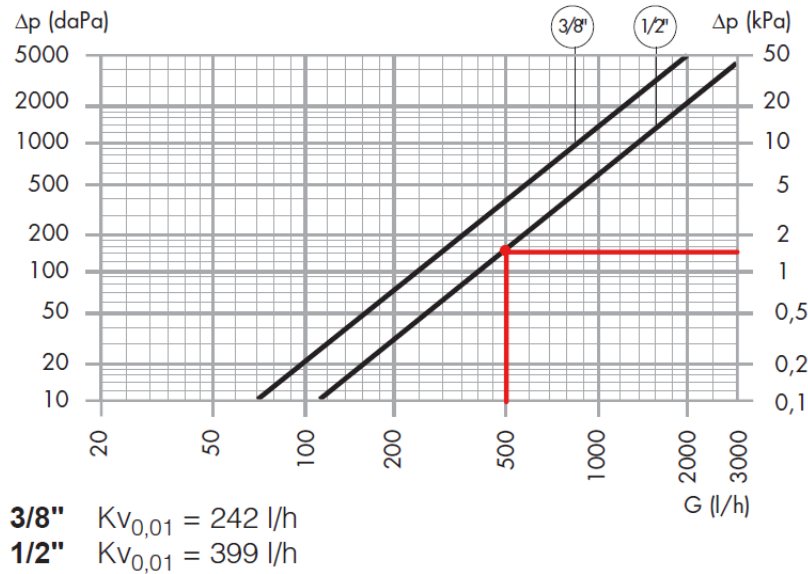


Figura 14. Curva de pérdida de presión de la llave de entrada del radiador (Fuente: hoja de características).

por tanto se podrá obtener un dato más exacto de la caída de presión, que resulta ser 1.4 kPa (1400 Pa). Este cálculo se puede ver marcado en rojo en la gráfica (Figura 14). Únicamente queda determinar el área de la sección, lo cual es sencillo una vez se conoce el diámetro interior de la válvula, que es de 14 mm. El área correspondiente a un círculo de tal diámetro es $1,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$. Con todas las variables de la ecuación 8 ya conocidas y en unidades del sistema internacional, se puede determinar finalmente el coeficiente de pérdidas menores (K) de la llave de entrada del radiador cuando esta se encuentra completamente abierta (su posición por defecto), como se puede ver en la siguiente ecuación (9):

$$K = \frac{2 \cdot 1400 \cdot (1,54 \cdot 10^{-4})^2}{988 \cdot (1,38 \cdot 10^{-4})^2} = 3,48 \quad (9)$$

El coeficiente de pérdidas menores de los retenedores se calculará de la misma forma, si bien en este caso se calcularán distintos coeficientes para distintos grados de apertura, ya que estos serán necesarios para las simulaciones que se realicen posteriormente. En la Figura 15 se puede observar que hay distintas curvas de pérdida de presión para distintos grados de apertura de la válvula.

Marcados en rojo se encuentran los distintos puntos que se van a utilizar para los cálculos de los distintos coeficientes K . Aparte, habría que tener en cuenta que para cada grado de apertura el área varía. Sin embargo, de cara a las simulaciones que se realizarán posteriormente, se simplificaría notablemente el trabajo con el modelo si el área se mantuviera constante. De esta manera, para regular la apertura de cada válvula bastaría con cambiar su coeficiente de pérdidas sin alterar el diámetro de la sección. Para comprobar que las pérdidas sean iguales se cambie el área o no, se recurrirá al simulador. Se cambiará el grado de apertura del detenedor del radiador del receptor (válvula 101 en el modelo, Figura 12), manteniendo en el resto de la instalación todas las válvulas abiertas por completo. Se hará esta comprobación para un grado de apertura de $\frac{1}{4}$. En la Figura 15 podemos ver que a $\frac{1}{4}$

Lockshield valves, 1/2" elbow connections, series 342, series 431 and series 435

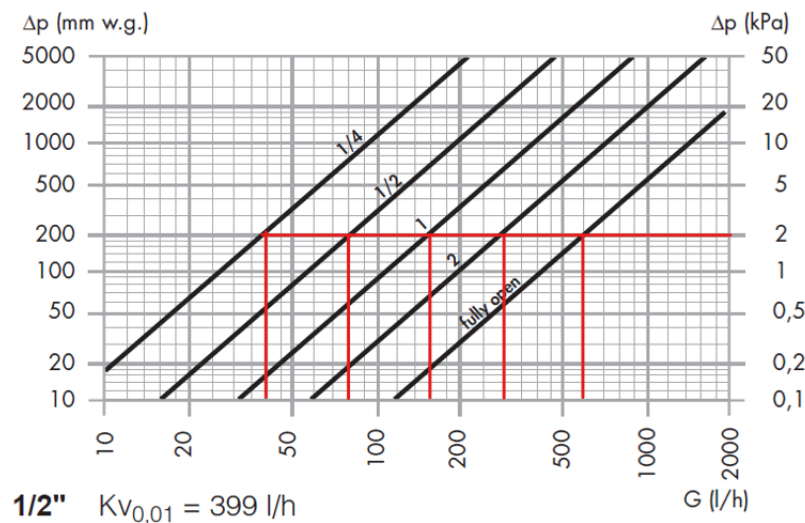


Figura 15. Curvas de pérdida de presión en el retentor (Fuente: hoja de características).

de apertura le corresponden una caída de presión de 2 kPa cuando el caudal sea de 40 l/h. En la ecuación de cálculo de K (8) sustituimos estos valores (previa conversión al S.I.), junto con una densidad de 988 kg/m^3 , una vez manteniendo el área igual que si estuviese la válvula completamente abierta (153.94 mm^2) y otra vez con el área multiplicada por $1/4$ (38.48 mm^2). Los coeficientes de pérdidas obtenidos son de 777.11 en el primer caso, y de 48.57 en el segundo. Si introducimos estos dos escenarios en el modelo de Epanet y los simulamos por separado, manteniendo el resto de los parámetros y elementos del modelo constantes, obtenemos los resultados observados en la Figura 16. Dado que en Epanet no se introduce el área de la sección del conducto si no el diámetro, se ha calculado el diámetro necesario para obtener un área igual a $1/4$ del área total, que resulta ser $1/2$ del diámetro total, y, por tanto, 7 mm.

Como se puede observar, en ambos casos se obtiene el mismo caudal y las mismas pérdidas, por lo que se puede tomar cualquiera de las dos opciones y esperar resultados idénticos. La única variación entre ambas es la velocidad media, ya que depende del área, pero esto no tiene relevancia salvo que se desee estudiar ese dato en concreto. También se ha comprobado que esto se cumple para el caso de $1/2$ de apertura, con idénticas conclusiones. A continuación, en la Tabla 5, se recogen todos los datos utilizados y resultados obtenidos para los distintos niveles de apertura, manteniendo el área constante e igual a 153.94 mm^2 , que es la que corresponde a un diámetro interior de 14 mm. Las unidades utilizadas para caudal (Q) y caída de presión (Δp) serán las mismas que aparecen en la gráfica (Figura 15), aunque después se convertirán al S.I. a la hora de calcular K .

Con esto hecho, ya quedan caracterizados todos los elementos del modelo hidráulico del sistema de calefacción.

2.1.2.2. Modelo térmico del sistema de calefacción

En esta sección se buscará modelar el comportamiento térmico del sistema de calefacción, de tal manera que se pueda determinar la evolución en el tiempo de la temperatura ambiente en la vivienda en función de la actividad de la bomba. Para crear un modelo exacto de este sistema,

Propiedad	Valor	Propiedad	Valor
*ID Válvula	101	*ID Válvula	101
*Nudo Inicial	15	*Nudo Inicial	15
*Nudo Final	16	*Nudo Final	16
Descripción		Descripción	
Etiqueta		Etiqueta	
*Diámetro	14	*Diámetro	7
*Tipo	Regulación	*Tipo	Regulación
*Consigna	777.11	*Consigna	48.57
Coef. Pérdidas	0	Coef. Pérdidas	0
Estado Fijo	Ninguno	Estado Fijo	Ninguno
Caudal	0,03	Caudal	0,03
Velocidad	0,19	Velocidad	0,76
Pérdidas	1,43	Pérdidas	1,43
Calidad	0,00	Calidad	0,00
Estado	Activo	Estado	Activo

Figura 16. Pérdidas en la válvula 101 de dos maneras (Fuente: elaboración propia).

Nivel de apertura	Q (l/h)	Δp (kPa)	K
Abierto	600	2	3.45
2	300	2	13.82
1	160	2	48.57
½	80	2	194.28
¼	40	2	777.11

Tabla 5. Valores de K para distintos niveles de apertura del detentor (Fuente: elaboración propia).

habría que tener en cuenta las dimensiones de todas las habitaciones y espacios de la vivienda, así como de la localización exacta de los radiadores, las ventanas, puertas (y si están abiertas o cerradas) e incluso muebles. También influirían las distintas alturas de la vivienda (tiene planta baja, primer piso y buhardilla), ya que el aire caliente sube, así como la presencia de personas, y otros factores, como el uso de la cocina. A esto se le añadirían factores meteorológicos externos, como la temperatura, viento, sol, etc.

Crear un modelo de estas características y complejidad es inviable, y hasta cierto punto innecesario, ya que la mayoría de termostatos tienen unos sistemas de control fijos, ajustados en fábrica, que para nada tienen en cuenta las dimensiones de la vivienda en la que van a ser instalados, y aún así cumplen su función. Por tanto, se creará un modelo térmico simplificado, pero razonable, que dé una idea de cómo se calienta la casa al estar en funcionamiento la calefacción. Para la creación de este modelo, se estudiará el comportamiento de la temperatura en una única habitación, y se asumirá que toda la vivienda estará a esa misma temperatura. El espacio elegido es una de las habitaciones de la primera planta, que cuenta con un único radiador. El modelo consistirá en dos funciones de transferencia con las que se trabajará en Matlab y Simulink, que se pueden ver en la Figura 17.

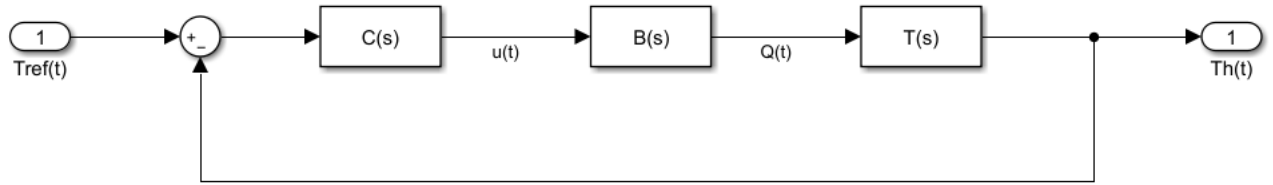


Figura 17. Esquema general del modelo térmico (Fuente: elaboración propia).

La entrada del modelo completo (Figura 17) es $T_{ref}(t)$, que es la temperatura de referencia seleccionada con el termostato, y la salida es $T_h(t)$, que es la temperatura de la habitación. El modelo se realimenta, y la diferencia entre estas temperaturas entra al bloque de control, $C(s)$, que se desarrollará más adelante. El mando, $u(t)$, es el voltaje a la salida del termostato, que, tras pasar por el bloque $B(s)$, se convierte en $Q(t)$, que es el caudal de agua que llega al radiador. Este caudal es la entrada del bloque $T(s)$, que modela el intercambio de calor entre el agua del radiador y el aire de la habitación, contando con las pérdidas al exterior. Por ello, la salida de este bloque es ya la temperatura ambiente en la habitación, $T_h(t)$. En este apartado de la memoria se diseñarán los bloques $B(s)$ y $T(s)$, y se realizarán unas simulaciones básicas para ver su comportamiento.

La función de transferencia $B(s)$, que transforma el mando del termostato ($u(t)$) en caudal en el radiador ($Q(t)$), se determinará en el apartado de simulación del sistema de calefacción, al estudiar en mayor detalle el funcionamiento del termostato y la manera en la que interactúa con la bomba. Posteriormente, se volverá a determinar $B(s)$ en el apartado de mejora de la instalación, al cambiar la bomba, o su método de control, o ambas cosas.

En este apartado, por tanto, lo que se desarrollará será el bloque $T(s)$, utilizando teoría de transmisión del calor y de control. Dado que el objetivo es transformar el caudal que circula por el radiador en temperatura ambiente en la habitación, se buscará la manera de relacionar dicho caudal con la potencia calorífica emitida por el radiador, así como calcular la cantidad de calor que se pierde al exterior y la potencia con la que se almacena energía térmica en la habitación. Para ello, lo primero es plantear el problema y ver cómo se relacionan todas estas variables. La Figura 18 muestra un simple diagrama térmico de la habitación, donde «R» identifica al radiador, «H» indica el espacio de la habitación y «0» nos indica el exterior.

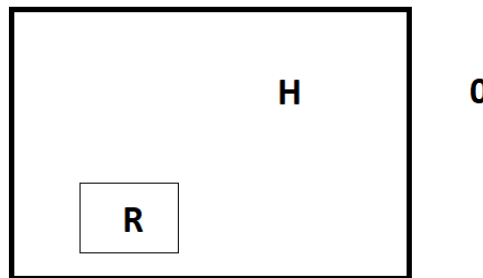


Figura 18. Diagrama sencillo de la habitación para el planteamiento térmico de la misma (Fuente: elaboración propia).

Hay un flujo de calor del radiador a la habitación (P_R), otro de la habitación al exterior (P_{H0}) y, finalmente, hay que tener en cuenta la potencia calorífica almacenada en la habitación (P_{aH}). La potencia entregada por el radiador ha de ser igual a la suma de la almacenada en la habitación y la perdida al exterior, como se puede ver en la Ecuación 10.

$$P_R = P_{aH} + P_{H0} \quad (10)$$

Para la transmisión de calor, sabemos que a temperaturas no excesivamente altas dominan la conducción y convección, siendo la radiación despreciable. La Ecuación 12 define la transferencia de calor del medio «H» (habitación) al medio «0» (exterior) por conducción y convección, donde R_{H0} es la resistencia térmica (K/W) entre ambos medios. La potencia almacenada (W) se calcula con la Ecuación 11, donde C_H es la capacidad térmica del aire contenido en la habitación ($J/kg K$) y ΔT_H la diferencia entre la temperatura ambiente en la habitación y la exterior (K). Al unir estas dos ecuaciones con la Ecuación 11 se obtiene la Ecuación 13, que relaciona directamente la potencia emitida por el radiador con la temperatura del aire en la habitación.

$$P_{aH} = C_H \cdot \frac{\partial \Delta T_H}{\partial t} \quad (11)$$

$$P_{H0} = \frac{T_H - T_0}{R_{H0}} = \frac{\Delta T_H}{R_{H0}} \quad (12)$$

$$P_R = C_H \cdot \frac{\partial \Delta T_H}{\partial t} + \frac{\Delta T_H}{R_{H0}} \quad (13)$$

En esta última ecuación (13) sabemos que P_R y ΔT_H son funciones temporales, mientras que C_H y R_{H0} serán constantes. Se calculará la transformada de Laplace de dicha ecuación, para después agrupar los términos de tal forma que se obtenga la función de transferencia entre temperatura y potencia aportada por el radiador. La transformada de Laplace es la Ecuación 14:

$$P_R(s) = C_H \cdot s \cdot \Delta T_H(s) + \frac{\Delta T_H(s)}{R_{H0}} \quad (14)$$

Y, una vez agrupados los términos, la función de transferencia queda así:

$$\Delta T_H(s) = \frac{\frac{1}{C_H}}{s + \frac{1}{C_H \cdot R_{H0}}} P_R(s) \quad (15)$$

Esta ecuación se puede representar en Simulink tal y como aparece en la Figura 19. Dicho diagrama será el que se situará en el interior del bloque T(s) a la hora de hacer simulaciones, una vez se haya solucionado la conversión de caudal a potencia calorífica.

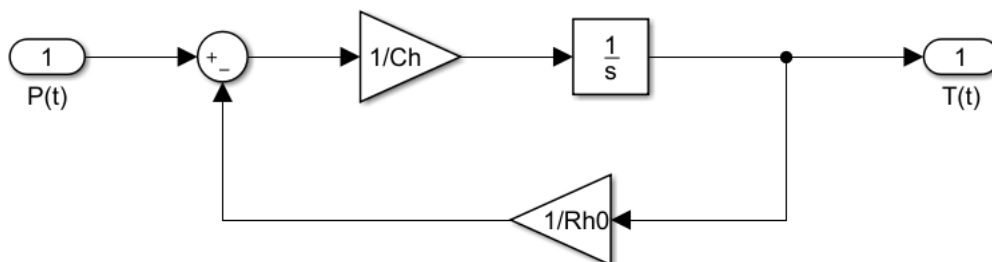


Figura 19. Modelo del comportamiento térmico de la habitación en función de la potencia térmica aportada por el radiador (Fuente: elaboración propia).

Se ha decidido trabajar con ΔT_H en lugar de T_H para simplificar el modelo, y se va a asumir una T_0 constante. La función de transferencia resultante es sencilla, de primer orden con polo negativo. Falta determinar el valor de dicho polo, así como el del numerador, para lo cual hay que calcular el valor de C_H y R_{H0} . Para ello, lo primero que hay que determinar son las dimensiones de la estancia a modelar, así como el grosor y la composición de las paredes que la delimitan. La planta de la habitación es cuadrada, siendo la medida de cada lado 3.22 m. Una pared da al exterior de la vivienda, es de ladrillo, y tiene un grosor de 26 cm, mientras que las otras tres paredes son tabiques más delgados (13 cm), también de ladrillo, y dan a otras estancias de la vivienda. El alto de todas las paredes es de 2.43 m y, por tanto, el volumen total de la habitación es de 25.20 m^3 ($3.22 \times 3.22 \times 2.43$).

Una vez conocidas las dimensiones de la habitación, se empezará por determinar la capacidad térmica de dicho espacio (C_H). Para ello, se necesitan conocer dos propiedades del aire, su calor específico y su densidad, que se consultarán en la Tabla A-9 de [8]. Como se puede observar, ambas propiedades varían con la temperatura a la que se encuentre el aire, por lo que C_H no sería, en realidad, constante. Aún así, ya que el ambiente en la vivienda va a estar la mayor parte del tiempo entre los 15°C y los 20°C , la variación será pequeña y se despreciará. Dado que en un día normal la temperatura de ajuste será de 20°C , y esta será la temperatura objetivo del control y la que se mantendrá durante la mayor parte de su funcionamiento, será la elegida para obtener las propiedades del aire necesarias para calcular C_H , que serán:

$$\begin{aligned}\rho &= 1,204 \text{ kg/m}^3 \\ c_p &= 1007 \text{ J/kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

Con estos valores, y siendo conocido el volumen interno de la habitación, la capacidad térmica resulta:

$$C_H = m \cdot c_p = \rho \cdot V \cdot c_p = 30547,38 \text{ J/K} \quad (16)$$

Se determinará ahora el valor de la resistencia térmica entre la habitación y el exterior (R_{H0}). Para ello, se hará un estudio de la transmisión de calor a través de la pared hacia el exterior. Se descartará el efecto de la radiación, teniéndose solo en cuenta la transmisión por conducción y convección. Se transmitirá el calor del aire de la habitación a la superficie interna de la pared por convección, a través de dicha pared por conducción y por convección de nuevo se transmitirá al exterior. Por tanto, la resistencia térmica R_{H0} será la suma las resistencias correspondientes a estos tres efectos. Esto se puede ver de forma más clara en la Figura 20, que representa a la pared vista de perfil, separando la habitación (T_H) del exterior (T_0), siendo L el grosor de la pared y A su área. También representa, a la izquierda, de similar modo a un esquema eléctrico, las tres resistencias térmicas y las temperaturas que separan, siendo T_1 la temperatura superficial de la cara interna de la pared y T_2 la de la cara externa.

Para calcular R_{H0} , entonces, hay que calcular primero R_{Hp} , R_p y R_{p0} . La fórmula para el cálculo de estas resistencias cambia dependiendo de si es convección o conducción. La Ecuación 17 servirá para determinar la resistencia térmica por convección (se aplicará para R_{Hp} y R_{p0}) y la Ecuación 18 para la de conducción (se utilizará para R_p).

$$R_{convección} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (17)$$

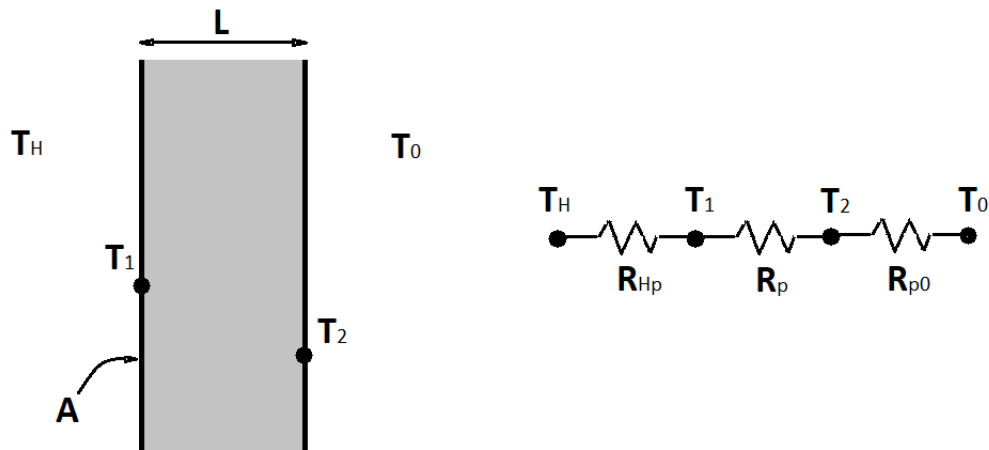


Figura 20. Esquema de la transmisión de calor a través de la pared (Fuente: elaboración propia).

$$R_{conducción} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (18)$$

Para poder determinar la resistencia térmica por conducción sólo es necesario conocer la conductividad del material (k) y sus dimensiones (L y A). En el caso de la convección, además de las dimensiones hay que determinar el coeficiente de transmisión de calor por convección (h). Este coeficiente se calcula de distinta manera en función de las características del problema. Estas están definidas, tanto para la pared interior como para la exterior, por ser convección natural sobre una superficie isoterma, y más concretamente, un flujo externo sobre una pared vertical. Con estas condiciones, el coeficiente de transmisión de calor por convección medio se calcula de la siguiente manera:

$$\bar{h} = \frac{\bar{N}_u \cdot k}{L} \quad (19)$$

En esta fórmula, L es la longitud característica, que en el contexto de una convección sobre una pared plana, se refiere a la altura de dicha pared. En cuanto a k , se trata de la conductividad térmica del medio fluido, su valor se obtiene empíricamente y está recogido en tablas de propiedades. El otro componente que aparece en la fórmula, \bar{N}_u , es el número de Nusselt, cuyo cálculo depende de los números de Prandtl y Rayleigh y de las condiciones de la transmisión de calor. El número de Prandtl también suele estar recogido en tablas de propiedades del fluido en cuestión, mientras que el de Rayleigh se calcula de la siguiente manera:

$$Ra = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L^3}{\nu^2} \quad (20)$$

En esta ecuación aparecen múltiples nuevos términos. El primero, β , se calcula como la inversa de la temperatura a la que se evalúen las propiedades del fluido, si este es un gas. El incremento de temperatura, ΔT , es la diferencia entre la temperatura del fluido estático (T_∞) y la de la superficie (T_s). El resto son: aceleración de la gravedad (g), longitud característica (L) y viscosidad cinemática (ν). Una vez conocidos el número de Rayleigh y el de Prandtl, ya se puede calcular el de Nusselt. De acuerdo a la tabla 6.8 de [9], las correlaciones correspondientes a convección libre, flujo externo y placa plana vertical son la de McAdams y la de Churchill y Chu. Se elige la segunda opción, que a su vez tiene dos formas, en función del número de Rayleigh:

$$\bar{N}_u = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad Ra < 10^9 \quad \text{Laminar} \quad (21)$$

$$\bar{N}_u = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra \geq 10^9 \quad \text{Turbulento} \quad (22)$$

Con esto ya se dispondría de todas las ecuaciones necesarias para el cálculo de las resistencias térmicas por convección, que como se puede observar dependen de la temperatura. Al igual que se hizo con la capacidad térmica del medio, se va a buscar el valor de estas resistencias para una temperatura concreta. Se planteará un problema estacionario de transmisión de calor con una temperatura interior de 20°C, ya que será en muchos casos la temperatura de ajuste a la que se mantendrá la vivienda, y una temperatura exterior de 10°C, que será una temperatura media diurna habitual en invierno. Este problema se resolverá de manera iterativa, y los valores finales de las resistencias térmicas serán las utilizadas en el modelo térmico (Ecuación 15). El planteamiento y desarrollo es el siguiente, y el esquema correspondiente es la Figura 20.

■ **Datos**

$$\begin{aligned} T_H &= 20^\circ\text{C}; & T_0 &= 10^\circ\text{C} \\ L &= 0,26 \text{ m}; & L_{convección} &= 2,43 \text{ m}; & A &= 7,8246 \text{ m}^2 \\ k_p &= 0,814 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}; & & & & \text{(conductividad térmica del ladrillo)} \end{aligned}$$

■ **Incógnitas**

La incógnita principal es R_{H0} , y para calcularla es necesario obtener R_{Hp} , R_p y R_{p0} .

■ **Hipótesis**

- Régimen permanente
- Efectos de radiación despreciables

■ **Desarrollo**

Lo primero será calcular el valor de R_p , pues su valor es independiente de la temperatura e inmediatamente obtenible, puesto que ya se poseen todos los datos necesarios:

$$R_p = \frac{L}{k_p \cdot A} = \frac{0,26}{0,814 \cdot 7,8246} = 0,0408 \text{ K/W}$$

A continuación, se realizará la primera iteración calculando R_{Hp} y R_{p0} , para lo cual se supondrá $T_1 = 17^\circ\text{C}$ y $T_2 = 12^\circ\text{C}$. Empezando por R_{Hp} , la temperatura de evaluación de las propiedades del aire será $T_f = \frac{1}{2}[T_H + T_1] = 18,5^\circ\text{C}$. Dichas propiedades se obtendrán interpolando en la tabla A-9 de [8], y son las siguientes:

$$\begin{aligned} \nu &= 1,502 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; & Pr &= 0,7313; & k &= 0,02503 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}; \\ \beta &= \frac{1}{T_f} = \frac{1}{291,5} = 3,43 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \end{aligned}$$

Con estos valores se calculan el número de Rayleigh y el de Nusselt:

$$Ra = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L_{convección}^3}{\nu^2} = \frac{3,43 \cdot 10^{-3} \cdot (20 - 17) \cdot 9,81 \cdot 2,43^3}{(1,502 \cdot 10^{-5})^2} = 6,415 \cdot 10^9$$

$$\bar{N}_u = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 220,28$$

Nótese que al ser Rayleigh superior a 10^9 y, por tanto, el flujo turbulento, se ha utilizado la Ecuación 22 para calcular Nusselt. Conocido Nusselt, ya se pueden calcular h_{Hp} y R_{Hp} :

$$\bar{h}_{Hp} = \frac{\bar{N}_u \cdot k}{L_{convección}} = 2,2686 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_{Hp} = \frac{1}{\bar{h}_{Hp} \cdot A} = 0,0563 \frac{K}{W}$$

Ahora se ha de repetir este proceso para calcular R_{p0} , siendo en este caso la temperatura de evaluación de las propiedades del aire $T_f = \frac{T_2 + T_0}{2} = 11^\circ\text{C}$. Dichas propiedades y los resultados obtenidos con ellas son los siguientes:

$$\nu = 1,435 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}; \quad Pr = 0,7333; \quad k = 0,02446 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\beta = 3,52 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K}$$

$$Ra = 4,815 \cdot 10^9$$

$$\bar{N}_u = 201,32$$

$$\bar{h}_{p0} = 2,0267 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_{p0} = 0,0631 \frac{K}{W}$$

Ahora que han sido calculados los valores de R_{Hp} , R_p y R_{p0} , se puede calcular el calor transferido de la habitación al exterior y comprobar las temperaturas a las que tendrían que estar las superficies interior y exterior de la pared. El calor se calcula de forma sencilla con la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (23)$$

Aplicando esta ecuación al problema, obtenemos lo siguiente:

$$q_{H0} = \frac{T_H - T_0}{R_{Hp} + R_p + R_{p0}} = \frac{20 - 10}{0,0563 + 0,0408 + 0,0631} = 62,42 \text{ W}$$

$$T_1 = T_H - q_{H0} \cdot R_{Hp} = 20 - 62,42 \cdot 0,0563 = 16,48^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_1 - q_{H0} \cdot R_p = 16,48 - 62,42 \cdot 0,0408 = 13,94^\circ\text{C}$$

Se puede ver que las temperaturas superficiales interna y externa (T_1 y T_2) obtenidas no coinciden con las que se habían supuesto, aunque están bastante cerca. Se iterará una segunda vez, ahora trabajando con $T_1 = 16,48^\circ\text{C}$ y $T_2 = 13,94^\circ\text{C}$. Comenzando con el

cálculo de R_{Hp} , esta vez la temperatura a la que evaluaremos las propiedades será 18.24°C , y los resultados son los siguientes:

$$\begin{aligned}\nu &= 1,500 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; & Pr &= 0,7314; & k &= 0,02501 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \\ \beta &= 3,43 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \\ Ra &= 7,555 \cdot 10^9 \\ \bar{N}_u &= 231,88 \\ \bar{h}_{Hp} &= 2,3862 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \\ R_{Hp} &= 0,0536 \frac{\text{K}}{\text{W}}\end{aligned}$$

Para el cálculo de R_{p0} la temperatura utilizada será 11.97°C , y los resultados son:

$$\begin{aligned}\nu &= 1,443 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; & Pr &= 0,7331; & k &= 0,02454 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \\ \beta &= 3,51 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \\ Ra &= 9,332 \cdot 10^9 \\ \bar{N}_u &= 247,95 \\ \bar{h}_{p0} &= 2,5035 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \\ R_{p0} &= 0,0510 \frac{\text{K}}{\text{W}}\end{aligned}$$

A continuación, se calcula el calor transferido y las temperaturas superficiales correspondientes:

$$\begin{aligned}q_{H0} &= \frac{20 - 10}{0,0536 + 0,0408 + 0,0510} = 68,76 \text{ W} \\ T_1 &= T_H - q_{H0} \cdot R_{Hp} = 20 - 68,76 \cdot 0,0536 = 16,32^{\circ}\text{C} \\ T_2 &= T_1 - q_{H0} \cdot R_p = 16,32 - 68,76 \cdot 0,0408 = 13,51^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Tras la segunda iteración, la diferencia entre la nuevas temperaturas y las anteriores es muy pequeña, por lo que se dan por buenos los resultados. De esta manera, la resistencia total que se utilizará para el modelo es la siguiente:

$$R_{H0} = R_{Hp} + R_p + R_{p0} = 0,0536 + 0,0408 + 0,0510 = 0,1454 \text{ K/W} \quad (24)$$

Ahora ya están calculadas la capacidad calorífica de la habitación y la resistencia térmica con el exterior, por lo que se pueden sustituir los números en la función de transferencia, que quedaría de la siguiente manera:

$$\Delta T_H(s) = \frac{\frac{1}{30547,38}}{s + \frac{1}{30547,38 \cdot 0,1454}} P_R(s) = \frac{3,2736 \cdot 10^{-5}}{s + 2,2510 \cdot 10^{-4}} P_R(s) \quad (25)$$

Esta función de transferencia, sin embargo, no es aún la buscada, ya que al remitirnos a la Figura 17, se observa que la entrada al bloque $T(s)$ es un caudal, no una potencia. Por tanto, se ha de buscar la relación entre la potencia calorífica emitida por el radiador y el caudal que circula por su interior, que, en el caso de un flujo interno forzado en un conducto, es como sigue:

$$q = \dot{m} c_p (T_{bs} - T_{be}) \quad (26)$$

En esta ecuación, \dot{m} es el flujo másico, c_p es el calor específico del fluido, T_{bs} es la temperatura de dicho fluido a la salida del conducto, y T_{be} es la que tiene a la entrada. Dado que el flujo másico se puede calcular como el producto de la densidad por el caudal, con esta ecuación ya habría una manera directa de relacionar la potencia calorífica aportada por el radiador con su caudal. Sin embargo, hay un término que es desconocido: la temperatura de salida del fluido. Para el modelo hidráulico de la instalación se conocía la temperatura del agua en la caldera, 60°C , y se supuso una temperatura de retorno de 40°C para poder trabajar en el modelo con una temperatura media de 50°C . Esta aproximación es válida para los cálculos hidráulicos, ya que el impacto de la temperatura del agua sobre los cálculos no es muy grande. Sin embargo, para cálculos relacionados con la transmisión de calor, estas temperaturas son muy relevantes, y por tanto se calculará de forma analítica para el radiador de la habitación que se está estudiando. Al igual que para el cálculo de la resistencia térmica con el exterior, se planteará un problema estacionario de transmisión de calor que dé un valor para la diferencia de temperatura cuando el interior de la vivienda esté a 20°C . Se tratará al radiador de la misma forma que se le trató al introducirlo en el modelo hidráulico, es decir, como un segmento de tubería. Al ser la estancia que se está modelando la habitación 2, recurriendo a la Tabla 4, vemos que el radiador sería equivalente a una tubería de diámetro hidráulico interno 18 mm y longitud 14.4 m, construida con acero de 1 mm de espesor. Se tomará como caudal el que circula por el interior del radiador cuando la bomba está funcionando a plena velocidad y el sistema está equilibrado. Este caudal se calcula en el apartado 2.1.3.1.1, «Equilibrado del sistema de calefacción», y es de $4,5766 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. El problema a resolver para calcular la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del radiador queda así planteado:

■ Datos

Agua a la entrada: $T_{be} = 60^\circ\text{C}$; $Q = 4,5766 \cdot 10^{-5}$

Ambiente exterior: $T_\infty = 20^\circ\text{C}$

Longitud de la tubería: $L = 14,4 \text{ m}$

Diámetros interior y exterior: $D_{int} = 0,018 \text{ m}$; $D_{ext} = 0,020 \text{ m}$

Conductividad del acero: $k_a = 50 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

■ Incógnita

Caída de temperatura en el agua: $\Delta T_b = T_{be} - T_{bs}$

■ Esquema

■ Hipótesis

- Régimen permanente
- Efectos de radiación despreciables

■ Desarrollo

En la Ecuación 26, comentada anteriormente, se establece una manera de calcular el calor transferido del caudal de agua al exterior, pero no es la única manera. Una alternativa es utilizar la Ecuación 23, que fue clave para calcular la resistencia térmica de la pared. Esta fórmula también se puede utilizar para un conducto hueco con convección forzada por su interior, si bien la manera de calcular algunos términos será diferente al caso de la pared. Adaptada a este nuevo caso, queda de la siguiente manera:

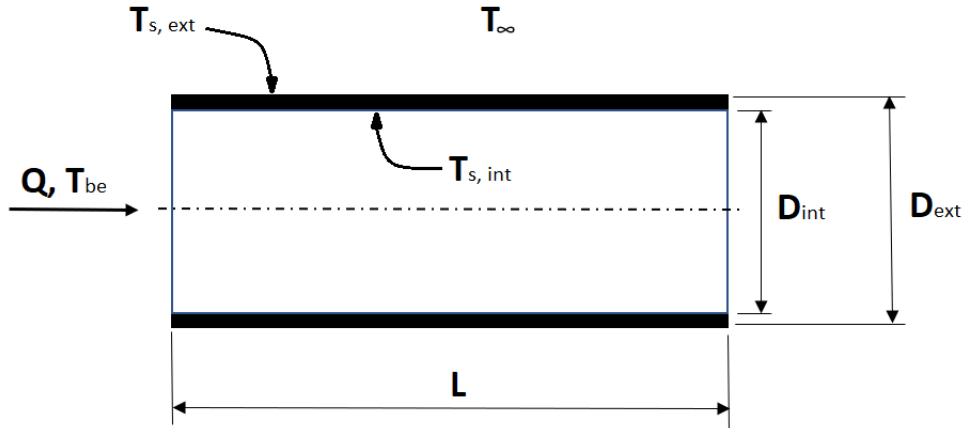


Figura 21. Esquema del segmento de tubería que representa al radiador (Fuente: elaboración propia).

$$q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{\frac{T_{be} + T_{bs}}{2} - T_{\infty}}{R_{convección, interna} + R_{acero} + R_{convección, externa}} \quad (27)$$

El cálculo de las resistencias térmicas por convección se realizará utilizando la misma ecuación que en el caso de la pared, la Ecuación 17, si bien el cálculo de h será distinto. En cuanto a la resistencia térmica por conducción (R_{acero}), el cálculo correspondiente para un conducto hueco es el siguiente:

$$R_{acero} = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_a} \quad (28)$$

Se observa que el cálculo de la resistencia por conducción no depende, de nuevo, de ninguna temperatura, por lo que su valor es inmediatamente obtenible a partir de los datos del problema, y es el siguiente:

$$R_{acero} = \frac{\ln(0,020/0,018)}{2 \cdot \pi \cdot 14,4 \cdot 50} = 2,329 \cdot 10^{-5} \text{ K/W}$$

Por el contrario, para el cálculo de h_{int} y h_{ext} , necesarias para obtener $R_{convección, interna}$ y $R_{convección, externa}$, sí es necesario conocer las distintas temperaturas del problema (T_{bs} , $T_{s, int}$ y $T_{s, ext}$). Por ello, se va a realizar una aproximación iterativa al problema, hasta lograr resultados satisfactorios.

- **Primera iteración:** suponemos $T_{bs} = 40^\circ\text{C}$, $T_{s, int} = 45^\circ\text{C}$ y $T_{s, ext} = 40^\circ\text{C}$.

Se calculará primero el valor de $R_{convección, interna}$. La temperatura de evaluación de propiedades para este caso será la media entre la temperatura de entrada del agua y la de salida, es decir: $T_b = \frac{1}{2}[T_{be} + T_{bs}] = 50^\circ\text{C}$. Para esta temperatura, y recurriendo a la tabla A-3 de [8], las propiedades del agua necesarias para el cálculo de h_{int} son:

$$\mu = 0,547 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}; \quad \rho = 988,1 \text{ kg/m}^3; \quad k = 0,644 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}; \quad Pr = 3,55$$

Con estos datos se puede obtener el número de Nusselt, de nuevo necesario para calcular h . En este caso, sin embargo, y al tratarse de convección forzada, se hace necesario calcular primero el número de Reynolds (Re), de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\bar{v} \cdot D_{int}}{\nu} = \frac{\frac{Q}{\pi \frac{D_{int}^2}{4}} \cdot D_{int}}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{4\rho Q}{\pi D_{int} \mu} = 5,8478 \cdot 10^3 \quad (29)$$

Al consultar la tabla 6.7 de [9], que a su vez remite a la tabla 6.6 para valores de Reynolds superiores a 2300 (flujo turbulento), la correlación correspondiente al caso que se está estudiando es la de Gnielinski (número 29). Las condiciones que se tienen que dar y que se cumplen son: $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$, $0,5 < Pr < 2000$ y $(L/D_{int}) > 10$, y dicha correlación es como sigue:

$$\bar{N}u_b = \frac{f/8 \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (30)$$

En esta ecuación aparece un nuevo término, f , denominado factor de fricción de Darcy-Weisbach, y que, para flujos turbulentos, se calcula con la ecuación de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{int}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (31)$$

El término ε se refiere a la rugosidad del material, que ya se definió al realizar el modelo hidráulico de la instalación y es $0,06 \text{ mm}$. Con estos datos, los resultados para f y $\bar{N}u_b$ son:

$$\begin{aligned} f &= 0,039566 \\ \bar{N}u_b &= 38,9488 \end{aligned}$$

Este número de Nusselt no es el definitivo, ya que se ha de aplicar una corrección por la variación de las propiedades del fluido con la temperatura en sentido radial. En sentido longitudinal esta variación ya está tomada en cuenta con el promedio $\frac{1}{2}[T_{be} + T_{bs}]$. Para flujo turbulento de enfriamiento de un líquido, dicha corrección tiene la siguiente forma:

$$Nu = \bar{N}u_b \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{-0,11} \quad (32)$$

El término μ_s se refiere al valor de la viscosidad dinámica del fluido a $T_{s, int}$, mientras que μ_b lo es a T_b . El valor de μ_s es $0,596 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$, y Nusselt resulta así:

$$Nu = 38,5830$$

Con estos resultados ya se pueden calcular h_{int} y $R_{convección, interna}$:

$$\begin{aligned} h_{int} &= \frac{Nu \cdot k}{D_{int}} = 1380,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \\ R_{convección, interna} &= \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} = \frac{1}{h_{int} \cdot D_{int} \cdot \pi \cdot L} = 8,8962 \cdot 10^{-4} \text{ K/W} \end{aligned}$$

Habiendo obtenido ya $R_{convección, interna}$ y R_{acero} , falta por calcular $R_{convección, externa}$. Para calcularla se prestará atención a las características externas del radiador, en lugar de asumir que se trata de una tubería recta horizontal de 14,4m que cruza la habitación. Por el exterior, el radiador es, básicamente, una plancha rectangular vertical con acanaladuras y cierta profundidad. Sus dimensiones, en cm, son 60 x 120 x 2. El área de convección será igual a dos veces el área del rectángulo ($2 \cdot (0,6 \cdot 1,2) = 1,44 \text{ m}^2$), más un 20 % adicional por las acanaladuras, que aumentan el área de contacto con el aire. El total, por tanto, es $A = 1,728 \text{ m}^2$, y la longitud característica será $L = 0,6 \text{ m}$. Esta parte del problema, por tanto, pasa a resolverse igual que el de la pared, y no se entrará en detalle sobre los cálculos realizados. La temperatura de evaluación de propiedades del aire será $T_f = \frac{1}{2}[T_{s, ext} + T_{\infty}] = 30^\circ\text{C}$, y dichas propiedades, junto con los resultados obtenidos, son:

$$\begin{aligned}\nu &= 1,608 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; & Pr &= 0,7282; & k &= 0,02588 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \\ \beta &= 0,033 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \\ Ra &= 5,409 \cdot 10^9 \\ \bar{N}_u &= 79,33 \\ \bar{h}_{ext} &= 3,422 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \\ R_{convección, externa} &= 0,1691 \frac{\text{K}}{\text{W}}\end{aligned}$$

Se puede observar que esta tercera resistencia es varios órdenes de magnitud superior a las otras dos, haciéndolas prácticamente despreciables. Aún así, siendo conocidas ya las tres resistencias térmicas, es posible calcular el flujo de calor transferido:

$$q = \frac{\frac{60+40}{2} - 20}{8,8962 \cdot 10^{-4} + 2,329 \cdot 10^{-5} + 0,1691} = 176,46 \text{ W}$$

Y, si introducimos este valor de q , junto con el valor de c_p obtenido de la tabla A-3 de [8] para agua a 50°C , en la Ecuación 26, se puede obtener el nuevo valor de T_{bs} :

$$T_{bs} = T_{be} - \frac{q}{\dot{m} \cdot c_p} = 60 - \frac{176,46}{0,045 \cdot 4181} = 59,0669^\circ\text{C}$$

Este valor es muy distinto al original que se había supuesto, por lo que habrá que realizar una segunda iteración. Para ello también necesitaremos los nuevos valores para el resto de temperaturas:

$$\begin{aligned}T_{s, int} &= \frac{1}{2} \cdot [T_{be} + T_{bs}] - q \cdot R_{convección, interna} = 59,3765^\circ\text{C} \\ T_{s, ext} &= T_{s, int} - q \cdot R_{acero} = 59,3724^\circ\text{C}\end{aligned}$$

- **Segunda iteración:** suponemos $T_{bs} = 59,0669^\circ\text{C}$, $T_{s, int} = 59,3765^\circ\text{C}$ y $T_{s, ext} = 59,3724^\circ\text{C}$.

Dado que el procedimiento ya ha sido explicado una vez, para esta interacción únicamente se van a exponer los datos de partida necesarios, obtenidos interpolando en la tabla A-3 de [8], y los resultados finales obtenidos a partir de dichos datos. Comenza-

remos por los datos necesarios para el cálculo de $R_{convección, interna}$. La temperatura de evaluación de propiedades para este caso será: $T_b = \frac{1}{2}[T_{be} + T_{bs}] = 59,5334^\circ\text{C}$.

$$\mu = 0,470 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}; \quad \rho = 983,48 \text{ kg/m}^3; \quad k = 0,654 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}; \quad Pr = 3,01$$

$$c_p = 4184,81$$

También será necesario, para la corrección del factor de Nusselt, obtener una propiedad a $T_{s, int} = 59,3765^\circ\text{C}$:

$$\mu_s = 0,472 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Pasemos ahora a las propiedades necesarias para el cálculo de $R_{convección, externa}$, calculadas a $T_f = \frac{1}{2}[T_{s, ext} + T_\infty] = 39,6862^\circ\text{C}$

$$\nu = 1,699 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; \quad Pr = 0,7256; \quad k = 0,02660 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

A partir de estos datos, las temperaturas obtenidas son las siguientes:

$$T_{bs} = 58,5522^\circ\text{C}$$

$$T_{s, int} = 59,0596^\circ\text{C}$$

$$T_{s, ext} = 59,0532^\circ\text{C}$$

Estos nuevos valores están ya mucho más próximos a los asumidos para esta iteración que en la anterior. Aún así, se realizará una tercera iteración, buscando una mayor convergencia.

- **Tercera iteración:** suponemos $T_{bs} = 58,5522^\circ\text{C}$, $T_{s, int} = 59,0596^\circ\text{C}$ y $T_{s, ext} = 59,0532^\circ\text{C}$.

De nuevo, únicamente se van a exponer los datos de partida necesarios, obtenidos interpolando en la tabla A-3 de [8], y los resultados finales obtenidos a partir de dichos datos. Comenzaremos por los datos necesarios para el cálculo de $R_{convección, interna}$. La temperatura de evaluación de propiedades para este caso será: $T_b = \frac{1}{2}[T_{be} + T_{bs}] = 59,2761^\circ\text{C}$.

$$\mu = 0,472 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}; \quad \rho = 983,58 \text{ kg/m}^3; \quad k = 0,653 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}; \quad Pr = 3,03$$

$$c_p = 4184,71$$

También será necesario, para la corrección del factor de Nusselt, obtener una propiedad a $T_{s, int} = 59,0596^\circ\text{C}$:

$$\mu_s = 0,474 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Pasemos ahora a las propiedades necesarias para el cálculo de $R_{convección, externa}$, calculadas a $T_f = \frac{1}{2}[T_{s, ext} + T_\infty] = 39,6862^\circ\text{C}$

$$\nu = 1,698 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; \quad Pr = 0,7256; \quad k = 0,02659 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

A partir de estos datos, las temperaturas obtenidas son las siguientes:

$$\begin{aligned} T_{bs} &= 58,5645^{\circ}\text{C} \\ T_{s, \text{int}} &= 59,0669^{\circ}\text{C} \\ T_{s, \text{ext}} &= 59,0606^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

La diferencia entre los resultados obtenidos en la segunda y tercera iteración es mínima, por lo que ya se puede dar por concluida la resolución del problema planteado. Volviendo a la Ecuación 26, ya se puede calcular la relación entre potencia y caudal, para el caso de que la temperatura de la vivienda sea 20°C y el caudal sea el aportado por la actual bomba cuando se encuentra en funcionamiento. Esta relación será distinta si varía cualquiera de esos dos parámetros, pero aún así se utilizará como una constante a la hora de calcular la función de transferencia a modo de simplificación. Por ello, la relación entre potencia emitida por el radiador y caudal es la siguiente:

$$\begin{aligned} P_R &= \dot{m} c_p (T_{bs} - T_{be}) = \rho Q c_p (T_{bs} - T_{be}); \\ &= \rho c_p (T_{bs} - T_{be}) \cdot Q = 983,573 \cdot 4184,71 \cdot (60 - 58,5645) \cdot Q; \\ &= 5908474,21 \cdot Q \end{aligned}$$

La temperatura a la que se han evaluado ρ y c_p es $T_b = \frac{1}{2}[T_{be} + T_{bs}] = 59,2823^{\circ}\text{C}$.

Añadiendo esta relación a la función de transferencia que ya se había calculado (Ecuación 25), se obtiene la función de transferencia $T(s)$ (tal y como aparece en la Figura 17), que relaciona la diferencia entre la temperatura en la habitación y la temperatura en el exterior (ΔT_H) con el caudal en el radiador (Q):

$$\Delta T_H(s) = \frac{3,2736 \cdot 10^{-5}}{s + 2,2510 \cdot 10^{-4}} P_R(s) = \frac{3,2736 \cdot 10^{-5} \cdot 5908474,21}{s + 2,2510 \cdot 10^{-4}} Q(s) \quad (33)$$

$$T(s) = \frac{193,42}{s + 2,2510 \cdot 10^{-4}} \quad (34)$$

Esta nueva función de transferencia, ya completa, se puede representar en Simulink de la manera en la que aparece en la Figura 22. En este diagrama, la ganancia «QtoP» representa la relación entre caudal y potencia emitida por el radiador.

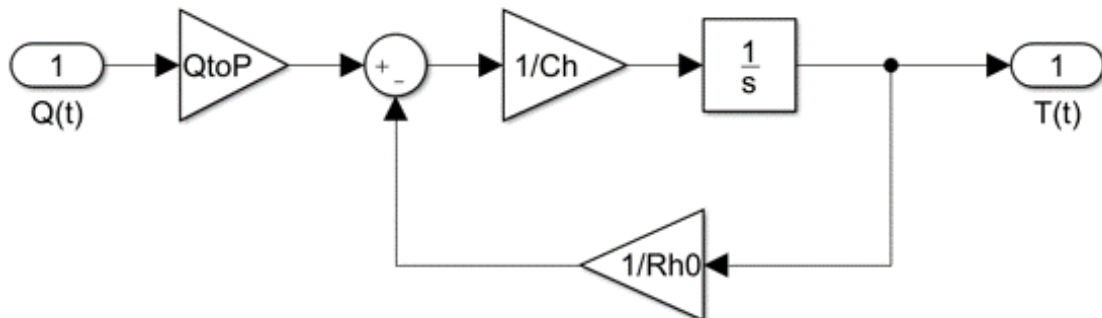


Figura 22. Modelo del comportamiento térmico de la habitación en función del caudal en el radiador (Fuente: elaboración propia).

Ahora que ya se dispone de una función de transferencia completa, se va a realizar una simulación para comprobar su respuesta temporal y ver si se alinea con el funcionamiento real del sistema. Para ello, se va a recurrir a Simulink, introduciendo la función de transferencia $T(s)$ (Ecuación 34) y aplicando a su entrada dos escalones sucesivos. El primero tendrá un valor inicial de 0 y un valor final de $4,5766 \cdot 10^{-5}$, que es el valor del caudal cuando la bomba se encuentra en funcionamiento. Este escalón ocurrirá en el tiempo 0, y servirá para dar una idea del tiempo que tarda en calentarse la habitación. El segundo escalón tendrá el mismo valor inicial y final, pero se le restará al primero una vez hayan pasado cinco horas de simulación (18.000 s), para estudiar cómo se enfría la habitación una vez deja de circular caudal por el radiador. El tiempo de simulación será de diez horas (36.000 s). El modelo de Simulink utilizado está representado en la Figura 23 y la respuesta temporal del modelo en la Figura 24. Conviene recordar que no se está trabajando con la temperatura de la habitación directamente, si no con la diferencia entre la temperatura de la habitación y la temperatura exterior. Por tanto, aunque la respuesta temporal parte de $T = 0^\circ\text{C}$, esto no significa que el interior de la vivienda esté a 0°C , si no que está a la misma temperatura que el exterior.

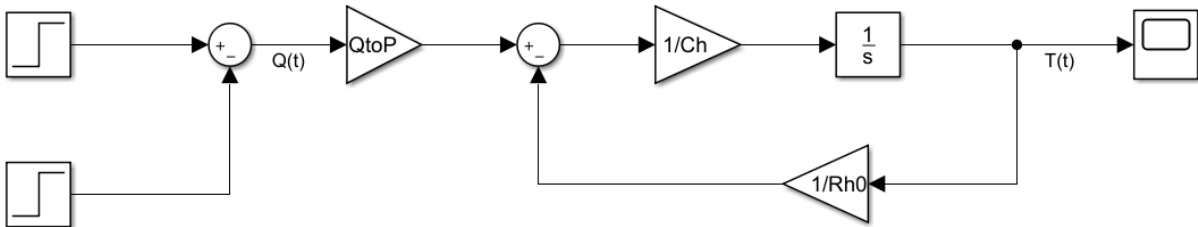


Figura 23. Modelo de Simulink para visualizar la respuesta temporal de la función de transferencia $T(s)$ (Fuente: elaboración propia).

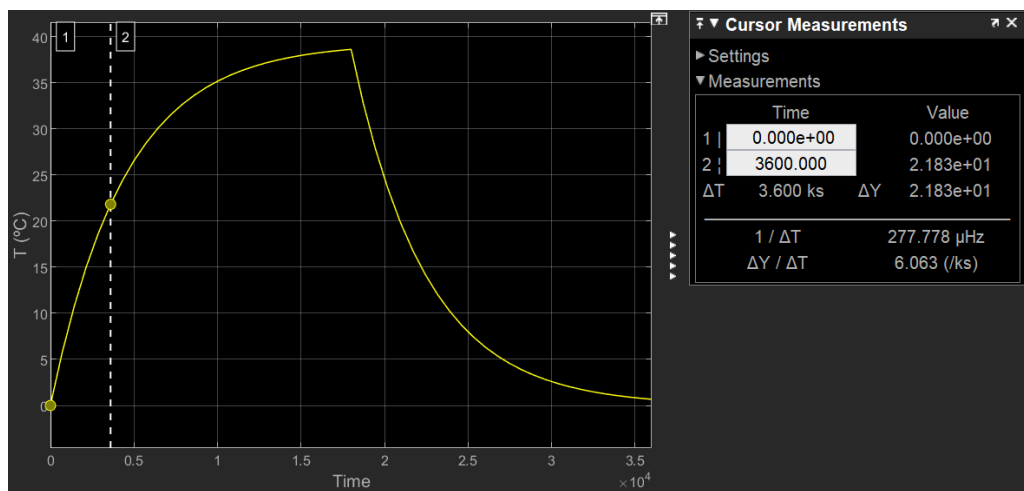


Figura 24. Evolución en el tiempo de la temperatura de la habitación (Fuente: elaboración propia).

En la Figura 24 se pueden observar varios problemas con el modelo actual. Para empezar, los cursores 1 y 2 nos indican el incremento de temperatura en una hora, que resulta ser de 21.83 K. Este incremento tan rápido no se da en la realidad, ya que la casa suele tardar al menos una hora en acercarse a la temperatura de referencia, aún cuando la diferencia entre la temperatura de referencia y la temperatura inicial sea de entre 5 y 10 grados Kelvin. Algo similar ocurre con el enfriamiento de la habitación, mucho más rápido que en la práctica. Además, la máxima diferencia entre temperatura interior y exterior que se alcanza con este modelo es de cerca de 40

K, lo cual, de nuevo, es altamente improbable que se dé en la práctica, ya que significaría que con 10°C en el exterior, la temperatura interior podría llegar hasta casi 50°C .

Este desajuste con la realidad puede ser consecuencia de tomar un espacio pequeño como objeto del modelo, por tanto se va a intentar corregir añadiéndole a la capacidad térmica de la habitación (C_H) la capacidad térmica de dos espacios directamente comunicados con ella a través de una puerta y que no tienen radiador propio. Estos espacios son el descansillo que comunica la habitación con las otras dos habitaciones de su planta y las escaleras, y el cuarto de baño anejo a la habitación. La planta del descansillo mide $2,80\text{m} \times 2,04\text{m}$, y la del baño $2,10\text{m} \times 2,10\text{m}$, y el alto de ambos espacios es igual al de la habitación, $2,43\text{m}$. Con estas medidas, el volumen combinado de ambos espacios es de $24,60\text{m}^3$, y la capacidad térmica que esto implica la siguiente (35):

$$C_{adicional} = c_p \cdot \rho \cdot V = 1007 \cdot 1,204 \cdot 24,60 = 29821,44\text{ J/K} \quad (35)$$

Si sumamos este resultado a la capacidad térmica ya calculada para la habitación, obtendremos la capacidad térmica total (36), que, a su vez, permite calcular una nueva función de transferencia (37):

$$C_{total} = C_H + C_{adicional} = 60368,82\text{ J/K} \quad (36)$$

$$T(s) = \frac{\frac{\rho \cdot c_p \cdot (T_{bs} - T_{be})}{C_{total}}}{s + \frac{1}{C_{total} \cdot R_{H0}}} = \frac{97,87}{s + 1,139 \cdot 10^{-4}} \quad (37)$$

Al introducir esta nueva función de transferencia en Simulink y simular la misma situación que con la anterior se obtiene una nueva respuesta temporal (Figura 25). Se puede observar en ella una importante mejoría, ya que esta vez el incremento de temperatura en una hora es de $13,22\text{K}$, algo más de la mitad que el anterior resultado. Aún así, sigue siendo una respuesta demasiado rápida, que de nuevo se intentará corregir, en este caso modificando la relación entre potencia y caudal. Con ello en mente, se examinará de nuevo el problema que fue planteado con el objetivo calcular esta relación, para determinar posibles modificaciones.

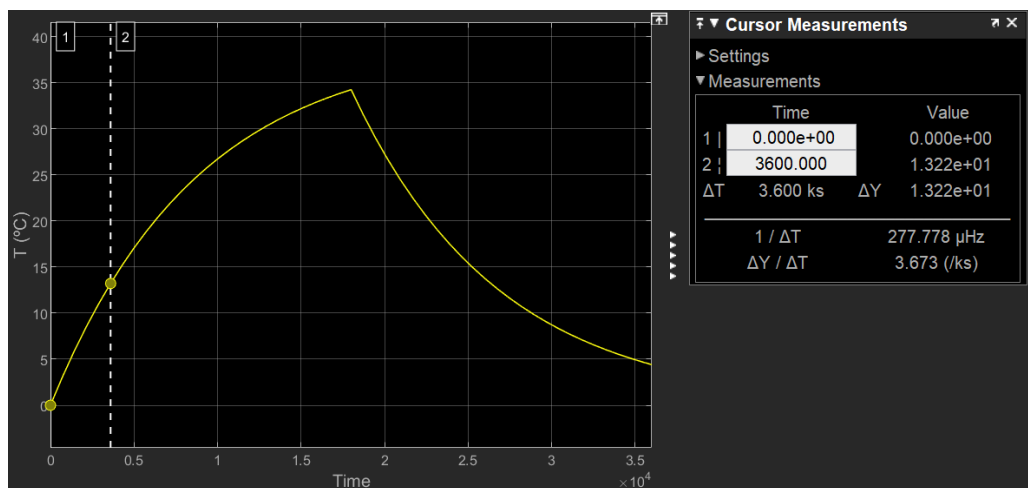


Figura 25. Evolución en el tiempo de la temperatura de la habitación, añadiéndole la capacidad térmica de dos estancias contiguas (Fuente: elaboración propia).

En la primera iteración en la que se buscaba solución a dicho problema, se calcularon tres resistencias térmicas. Estas fueron utilizadas para determinar el calor emitido por el radiador, y

se puede observar que las dos primeras resistencias calculadas ($R_{convección, interna}$ y R_{acero}) son órdenes de magnitud inferiores a la tercera ($R_{convección, externa}$). Por tanto, cualquier decisión a la hora de determinar esta última afectará en gran medida a la potencia emitida. Y, una decisión que se tomó y en retrospectiva puede que no fuese acertada, fue la de utilizar como área de contacto con el aire el área externa del radiador, aumentada en un 20 %, en lugar de utilizar el área externa que le correspondería a una tubería de 14,4 m de largo y 0,020 m de diámetro externo, que era la simplificación utilizada para el resto de cálculos. Si se cambia ese planteamiento, manteniendo el resto de cálculos iguales (se seguirá suponiendo que se trata de una plancha plana de 0,6 m de altura a la hora de calcular h_{ext}), y despreciando el efecto de las otras dos resistencias por ser órdenes de magnitud inferiores, se puede ver de que manera afecta el área del radiador al calor transferido:

$$q = \frac{\Delta T}{R_{total}} \simeq \frac{\Delta T}{R_{convección, externa}} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_{ext} \cdot A}} = \Delta T \cdot (h_{ext} \cdot A) \quad (38)$$

Se observa que, aproximadamente, la potencia o calor es directamente proporcional al área externa del radiador. De esta manera, si se reduce el área que se utilizó originalmente para el cálculo de la relación entre potencia y caudal ($1,7280 \text{ m}^2$) a la que correspondería a una tubería de 14,4 m de largo y 0,020 m de diámetro externo ($0,9048 \text{ m}^2$), se reduce dicha potencia en la misma proporción. Y, esa proporción es el resultado de dividir ambos números: $0,9048/1,7280 = 0,5236$. Aplicando este cambio a la función de transferencia, resulta en una nueva $T(s)$ (39), cuya respuesta temporal, a los mismos dos escalones que las anteriores versiones de la función, se puede ver en la Figura 26.

$$T(s) = \frac{97,87}{s + 1,139 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,5236 = \frac{51,24}{s + 1,139 \cdot 10^{-4}} \quad (39)$$

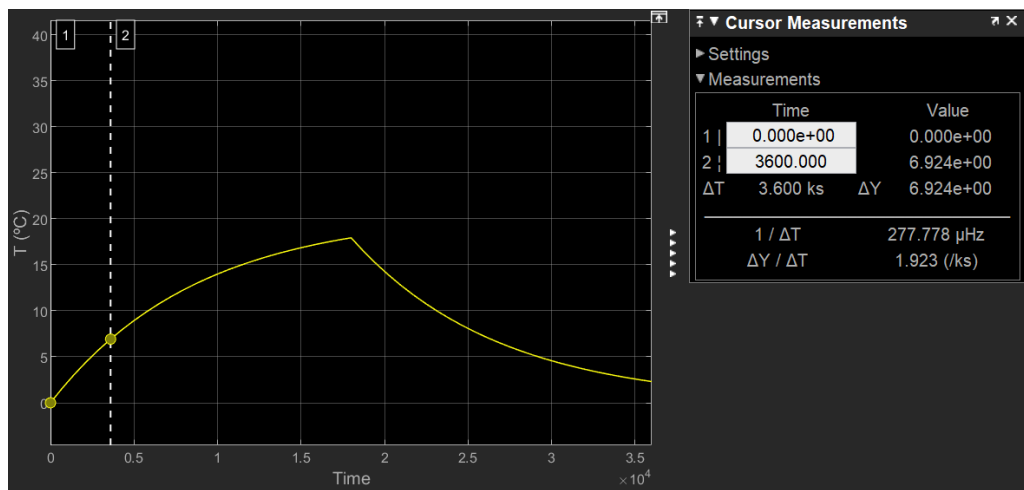


Figura 26. Evolución en el tiempo de la temperatura habiendo reducido el área de contacto del radiador (Fuente: elaboración propia).

En esta última respuesta, la temperatura aumenta cerca de 7 K en una hora, lo cual es un resultado razonable. Por tanto, se va a dar por válida la última función de transferencia (39). Además, para trabajar más cómodamente con ella a la hora de simular, se van a realizar los cambios necesarios para que se pueda trabajar simulando minutos en lugar de segundos. Estos cambios serán, por un lado convertir el caudal de m^3/s a m^3/min (pasa a ser $0,0027 \text{ m}^3/\text{min}$ de cara a las simulaciones) y por otro convertir las partes de la función de transferencia que tengan como unidad J a $\text{min} \cdot W$. El resultado de hacer esto es la función de transferencia siguiente

(40) y la respuesta a los escalones se puede ver en la Figura 27, viendo que es exactamente igual, ya que alcanza el mismo valor de temperatura tras una hora, pero el tiempo está expresado en minutos.

$$T(s) = \frac{51,24}{s + 6,836 \cdot 10^{-3}} \quad (40)$$

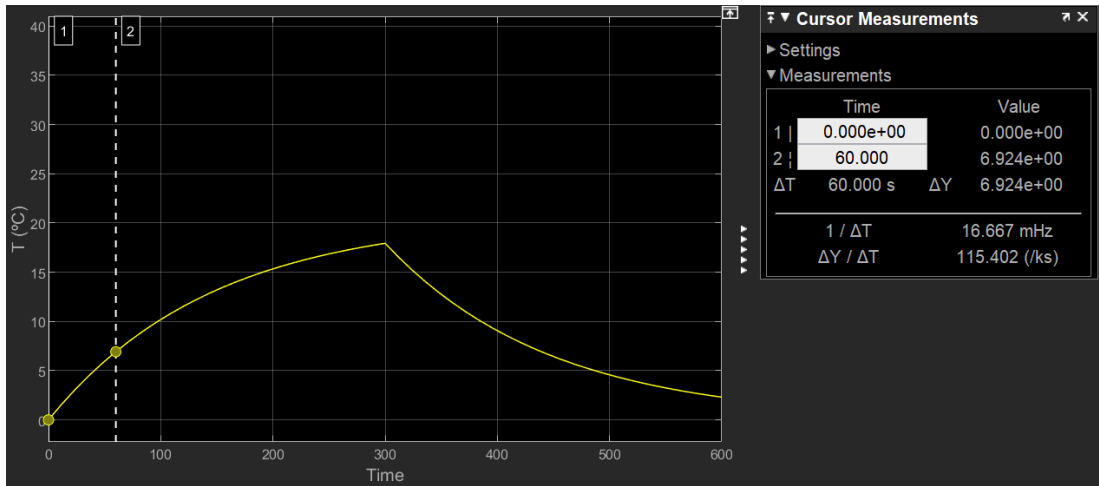


Figura 27. Evolución en el tiempo de la temperatura trabajando con el tiempo en minutos (Fuente: elaboración propia).

Para utilizar el diagrama de la Figura 22, los valores finales de los distintos parámetros son los siguientes:

$$Q_{toP} = 51561,28 \text{ min}/m^3 \cdot W = 51,56 \text{ min}/m^3 \cdot kW$$

$$C_h = 1006,15 \text{ min} \cdot W/^\circ\text{C} = 1,01 \text{ min} \cdot kW/^\circ\text{C}$$

$$R_{h0} = 0,1454 \text{ }^\circ\text{C}/W = 145,4 \text{ }^\circ\text{C}/kW$$

Con esto ya se dar por finalizada la función de transferencia $T(s)$ y por concluido este apartado. De esta manera, se concluye con el modelado hidráulico de la instalación de calefacción de la vivienda, así como de la respuesta térmica de la misma.

2.1.3. Simulación del modelo de la instalación existente

Una vez han sido determinados los modelos hidráulico y térmico de la instalación, se procederá a simular su funcionamiento. Se comenzará con simulaciones que nos permitan estudiar el comportamiento del sistema en régimen permanente y equilibrar el sistema. Después, una vez esté equilibrado, se simulará el comportamiento típico del sistema para observar el rendimiento y consumo energético de la bomba.

2.1.3.1. Equilibrado del sistema de calefacción

En este apartado se comenzará estudiando el comportamiento del sistema en régimen permanente. Por tanto, en todas las simulaciones que se realizarán en este apartado el sistema funcionará de forma ininterrumpida durante un período de 24 horas, que es el que tiene por defecto Epanet. Las medidas que se hagan se harán en la hora 12, lo que nos garantiza un régimen permanente. La primera de estas simulaciones se realizó con todas las válvulas del circuito

completamente abiertas, es decir, con la mínima consigna posible (3.48 en caso de las llaves de entrada y 3.45 en caso de los retentores). Al funcionar así, los caudales que circulaban por los distintos radiadores variaban en gran medida de unos a otros, siendo, por lo general, los radiadores más cercanos a la bomba los que más caudal registraban, y los más alejados los que menos. En la Figura 28 se recogen los caudales que circulan por cada radiador con estas condiciones, así como el caudal en la bomba, que es igual a la suma total de los caudales de cada radiador.

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,16
Tubería 43	0,10
Tubería 44	0,03
Tubería 45	0,01
Tubería 46	0,01
Tubería 47	0,07
Tubería 48	0,04
Tubería 49	0,02
Tubería 50	0,01
Tubería 51	0,09
Bomba 1	0,54

Figura 28. Caudales en cada radiador con las válvulas completamente abiertas (Fuente: elaboración propia).

Para lograr un sistema equilibrado de calefacción, se debe lograr que por todos los radiadores circule el mismo caudal, al menos por defecto, ya que la potencia calorífica de cada radiador depende, entre otros factores, de la temperatura del agua que circula por su interior (se asumirá que la temperatura a la entrada de todos los radiadores es igual) y su caudal. Asumiendo que los radiadores estén correctamente dimensionados para el espacio que ocupan, un sistema equilibrado significaría unos aportes de calor iguales, en proporción, para cada espacio. Y esto, a su vez, daría como resultado una misma temperatura para toda la casa. Dado que hay un único termostato ambiente, este escenario es el ideal para que el sistema funcione correctamente. Por otro lado, esto también significa que cada vez que el usuario final decida ajustar alguno de los radiadores para disminuir o aumentar la temperatura en un espacio, el sistema entero se desequilibrará. Lo mismo ocurrirá si se cierra por completo un radiador, o se añade alguno nuevo. En cualquier caso, dado que el punto de partida ideal es un sistema equilibrado, se buscarán unos valores para las distintas válvulas que consigan un mismo caudal para todos los radiadores. Las llaves de entrada de todos los radiadores se dejarán completamente abiertas, y se regulará únicamente la apertura de cada detentor. La manera en la que se realizará esta regulación será variando el valor de la consigna en los detentores, siempre entre 3.45 y 777.11. Se realizarán sucesivas simulaciones con distintos valores para conseguir, de manera iterativa, un resultado satisfactorio. Dado que el caudal a la salida de la bomba es de 0.54 l/s , de repartiese equitativamente entre todos los radiadores se mediría 0.05 l/s en cada uno de ellos, si se redondea al segundo decimal, que es lo que hace Epanet. Sin embargo, al ir aumentando el coeficiente de pérdidas en los distintos retentores aumentan, lógicamente, las pérdidas en el sistema. Y esto significa que, funcionando a la misma velocidad, la bomba encuentra mayor resistencia al flujo y por tanto el caudal es

menor. De esta manera, para conseguir igualdad en los caudales se tuvo que reducir el caudal por radiador a 0.04 l/s y, como se puede ver en la Figura 29, esto resulta en una bajada del caudal en la bomba a 0.44 l/s .

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,04
Tubería 43	0,04
Tubería 44	0,04
Tubería 45	0,04
Tubería 46	0,04
Tubería 47	0,04
Tubería 48	0,04
Tubería 49	0,04
Tubería 50	0,04
Tubería 51	0,04
Bomba 1	0,44

Figura 29. Caudales en cada radiador una vez se han ajustado los retentores para equilibrar el sistema (Fuente: elaboración propia).

En este caso, si se suman los caudales en los radiadores se obtiene un caudal de 0.40 l/s , que es notablemente menor que el caudal en la bomba. Esto se debe al redondeo realizado, ya que el ajuste final de la consigna (coeficiente de pérdidas) en todas las válvulas se realizó de tal manera que dicha consigna fuese la menor posible (en números enteros) que garantizase un caudal de 0.04 l/s , ya que a menor consigna menores son las pérdidas. Por tanto, el caudal en varios casos es mayor que 0.04 , pero no lo suficiente como para redondearse a 0.05 . El agregado de estos decimales despreciados es el responsable de la diferencia entre la suma de los caudales y el caudal total, que siempre han de ser iguales salvo que haya puntos del circuito por los que se pierda fluido. Para conseguir estos resultados se utilizaron las consignas recogidas en la Tabla 6.

Una vez el sistema está equilibrado, se van a realizar una serie de simulaciones cambiando la curva característica de la bomba, para comprobar si el sistema se mantiene equilibrado independientemente de la bomba que se utilice. Se han creado cuatro curvas características adicionales, usando como únicos datos para ello una altura (m) y un caudal (l/s) nominales. Epanet es capaz de generar una curva característica a partir de un único punto de operación, así que no es necesario introducir más datos. Las alturas y caudales utilizados para cada curva son, respectivamente: 7 y 0.75, 10 y 1, 12.5 y 1.25, 15 y 1.5. Dado que la curva original es la curva uno, las cuatro que resultan de los datos descritos anteriormente quedan numeradas del 2 al 5, y los caudales que circulan por la bomba y los radiadores en cada uno de los casos se puede ver en la Figura 30 y la Figura 31.

A la luz de estas simulaciones se puede ver que el sistema no queda bien equilibrado para distintos caudales, si se mantienen las consignas en los detentores. Esto se puede deber a dos causas: o bien el equilibrado no es lo suficientemente preciso, o bien es necesario hacer un equilibrado distinto para cada bomba. Para discernir cuál de estas es la causa, se va a tomar una

Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs		Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs	
ID Línea	Caudal LPS	ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0.06	Tubería 42	0.07
Tubería 43	0.06	Tubería 43	0.07
Tubería 44	0.06	Tubería 44	0.07
Tubería 45	0.06	Tubería 45	0.08
Tubería 46	0.06	Tubería 46	0.08
Tubería 47	0.06	Tubería 47	0.07
Tubería 48	0.06	Tubería 48	0.07
Tubería 49	0.06	Tubería 49	0.08
Tubería 50	0.05	Tubería 50	0.06
Tubería 51	0.06	Tubería 51	0.07
Bomba 1	0.59	Bomba 1	0.73

Figura 30. Caudal en los radiadores y la bomba para las curvas 2 y 3 (Fuente: elaboración propia).

Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs		Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs	
ID Línea	Caudal LPS	ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0.08	Tubería 42	0.09
Tubería 43	0.08	Tubería 43	0.09
Tubería 44	0.08	Tubería 44	0.09
Tubería 45	0.09	Tubería 45	0.10
Tubería 46	0.09	Tubería 46	0.10
Tubería 47	0.08	Tubería 47	0.09
Tubería 48	0.08	Tubería 48	0.09
Tubería 49	0.09	Tubería 49	0.10
Tubería 50	0.07	Tubería 50	0.08
Tubería 51	0.08	Tubería 51	0.09
Bomba 1	0.93	Bomba 1	0.93

Figura 31. Caudal en los radiadores y la bomba para las curvas 4 y 5 (Fuente: elaboración propia).

Válvula	Consigna
101	552
103	427
105	116
107	3.45
109	3.45
111	250
113	120
115	5
117	3.45
119	445

Tabla 6. Consigna de cada detentor para lograr un sistema equilibrado (Fuente: elaboración propia).

aproximación analítica al problema, en lugar de la aproximación manual, de prueba y error, que se ha tomado hasta ahora.

Antes de proceder con el análisis del problema, es necesario establecer el marco teórico bajo el que se va a trabajar. Toda esta teoría es la correspondiente al estudio del flujo viscoso en conductos, ampliamente recogido en el capítulo 6 de [7], como punto de referencia. La principal ecuación con la que se trabajará, alrededor de la cual se construirá la solución al problema, es el principio de Bernoulli generalizado para flujo viscoso incompresible. Este, por tanto, es lo primero que se introducirá (41). En esta ecuación se establece la conservación de energía de un flujo entre un punto 1 y otro punto 2, añadiéndole las pérdidas ocasionadas por fricción.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2}{2g} + z_2 + h_f \text{ (totales)} \quad (41)$$

P_1, P_2 : Presión en los puntos 1 y 2

V_1, V_2 : Velocidad media en los puntos 1 y 2

z_1, z_2 : Cota de los puntos 1 y 2

$h_f \text{ (totales)}$: Pérdidas por acción de la fricción

ρ : Densidad del fluido

g : Aceleración de la gravedad

A esta ecuación también se le podrían añadir otros términos, como pérdidas mecánicas en bombas o turbinas, pero esto no será necesario para el problema a resolver. Sí será necesario calcular las pérdidas por acción de la fricción ($h_f \text{ (totales)}$), que se dividen en pérdidas primarias (ocurren a lo largo de segmentos de tuberías) y secundarias (ocurren en puntos localizados, como válvulas, codos de tubería, etc.).

- **Pérdidas primarias (h_f):** para las pérdidas primarias se utilizará la ecuación de Darcy-Weisbach (42), que es la utilizada por Epanet.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (42)$$

f : factor de fricción de Darcy – Weisbach

L : longitud del tramo de tubería

D : diámetro del tramo de tubería

V : velocidad media del fluido

g : aceleración de la gravedad

Esta ecuación fue determinada experimentalmente, y la manera de calcular el factor de fricción varía en función del régimen del fluido, es decir, se calcula de forma distinta para régimen laminar que para régimen turbulento. Para determinar en cuál de ellos se encuentra el fluido de trabajo hay que calcular su número de Reynolds. Este es un número adimensional, que se obtiene con la ecuación (43), correspondiente al cálculo del número de Reynolds cuando el fluido circula por el interior de una tubería. Un número de Reynolds inferior a 2300 significaría que el fluido está en régimen laminar y un número de Reynolds superior a 4000 indicaría un flujo turbulento completamente desarrollado. Si Reynolds está entre esas dos cifras, el flujo se considera de transición.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (43)$$

Los únicos términos que aparecen en esta ecuación sin haberlo hecho en ninguna anterior son μ y ν , que son la viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática del fluido respectivamente, y se relacionan entre sí mediante la densidad ($\mu = \rho\nu$). Tanto las viscosidades como la densidad varían en función del fluido y de su temperatura, y suelen recogerse en tablas realizadas a partir de mediciones en un laboratorio.

Una vez se ha calculado el número de Reynolds, se puede calcular el factor de fricción (f) de dos maneras distintas. Si el flujo es laminar (Reynolds <2300) se utiliza la ecuación (44) y si es turbulento (Reynolds >4000) se utiliza la ecuación de Colebrook-White (45).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (44)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (45)$$

- **Pérdidas secundarias (h_m):** Las pérdidas secundarias, al contrario que las primarias, no varían en su cálculo dependiendo del número de Reynolds. La ecuación que permite calcularlas es la que sigue (46):

$$h_m = K \frac{V^2}{2g} \quad (46)$$

El único término desconocido que aparece en esta ecuación es K, que es el coeficiente de pérdidas menores. Este coeficiente se calculó en el apartado 2.1.2.1 para todas las válvulas del sistema de calefacción, a partir de los datos proporcionados por el fabricante.

Una vez son conocidas las pérdidas primarias y secundarias, calcular las pérdidas totales es tan sencillo como sumar las otras dos: $h_f \text{ (totales)} = h_f + h_m$

Con esto ya queda determinado el marco teórico con el que se va a trabajar. Por tanto, se procederá ahora a plantear el problema objeto del análisis. Primero se van a determinar las propiedades físicas del fluido de trabajo, que será aproximado como agua a 50°C. Para agua a esta temperatura, los valores de ρ (densidad) y ν (viscosidad cinemática) se han obtenido de la tabla A.1, en la página 787 del libro [7], y son los que siguen:

$$\rho = 988 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0,555 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Otros datos de partida necesarios para la resolución del problema son las longitudes, diámetros y rugosidades de los distintos segmentos de tubería, así como el coeficiente de pérdidas menores y el diámetro de las llaves de entrada. Todos estos valores se recogen en el apartado 2.1.2.1 de este mismo capítulo, donde fueron establecidos. Una vez determinado esto, se procederá a estudiar los distintos recorridos que realiza el agua en el circuito de calefacción. Como se ha visto, en caso de dejar todas las válvulas del sistema de calefacción abiertas al máximo, el caudal es distinto por cada radiador. Esto se debe a que el agua busca naturalmente el camino que menor resistencia le ofrezca o, dicho de otra manera, aquel camino por el cual las pérdidas por acción de la fricción (h_f) sean menores. Hay un total de diez recorridos cerrados distintos que el agua realiza en el circuito de calefacción, siempre saliendo de la bomba y después volviendo a ella, pasando cada uno de ellos por un radiador distinto. A continuación, se recogen los distintos elementos que forman cada uno de los diez recorridos (Tabla 7), referidos a la numeración presente en la Figura 12, que se puede encontrar en el apartado 2.1.2.1.

Recorrido	Elementos que forman dicho recorrido
1	2, 8, 22, 100, 42, 101, 23, 15, 7
2	2, 8, 9, 24, 102, 43, 103, 25, 14, 15, 7
3	2, 8, 9, 10, 26, 104, 44, 105, 27, 13, 14, 15, 7
4	2, 8, 9, 10, 11, 28, 106, 45, 107, 29, 12, 13, 14, 15, 7
5	2, 8, 9, 10, 11, 30, 108, 46, 109, 31, 12, 13, 14, 15, 7
6	2, 3, 16, 32, 110, 47, 111, 33, 21, 6, 7
7	2, 3, 16, 17, 34, 112, 48, 113, 35, 20, 21, 6, 7
8	2, 3, 16, 17, 18, 36, 114, 49, 115, 37, 19, 20, 21, 6, 7
9	2, 3, 16, 17, 18, 38, 116, 50, 117, 39, 19, 20, 21, 6, 7
10	2, 3, 4, 40, 118, 51, 119, 41, 5, 6, 7

Tabla 7. Distintos recorridos por los que circula el agua en el sistema de calefacción (Fuente: elaboración propia).

Si aplicamos el principio de Bernoulli (41) entre la salida de la bomba y su entrada, sea cual sea el recorrido, hay varios términos que se cancelan entre sí. Tanto a la entrada como a la salida de la bomba hay el mismo caudal y la misma sección, por lo que $V_1 = V_2$. Además, la entrada y salida están a la misma altura, por lo que $z_1 = z_2$. Teniendo esto en cuenta, el principio de Bernoulli aplicado entre la salida de la bomba y su entrada se puede simplificar de la siguiente manera (47):

$$\frac{\Delta P_{bomba}}{\rho g} = h_{f \text{ (totales)}} \quad (47)$$

El incremento de presión es el que tiene que proporcionar la bomba para lograr que el agua fluya por el circuito. El cociente de este incremento de presión (ΔP_{bomba}) y el producto de la densidad y la aceleración de la gravedad (ρg) es lo que se conoce como altura manométrica de la bomba, y como se puede ver en la Figura 9, en el apartado 2.1.2.1, varía en función del caudal si la velocidad de rotación de la bomba es constante. En dicha gráfica se puede ver que, a mayor altura, menor caudal. De la anterior ecuación se comprueba que cuanto menores sean las pérdidas, menor será la altura de la bomba, lo que a su vez significa mayor caudal.

En cada uno de estos recorridos habrá unas pérdidas totales por acción de la fricción distintas por defecto (con todas las válvulas abiertas), ya que cada recorrido tiene distinto número de segmentos de tubería de distintas longitudes, e incluso distintos diámetros y rugosidades en el caso de los radiadores. Esto es lo que hace que el agua fluya con mayor caudal por unos caminos que por otros. Dado que el objetivo es conseguir que por cada uno de los recorridos circule el mismo caudal, hay que lograr que las pérdidas totales por todos ellos sean iguales entre sí. Estas pérdidas totales se pueden calcular de la siguiente manera (48):

$$h_{f \text{ (totales)}} = h_f + h_m = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_j K_j \frac{V_j^2}{2g} \quad (48)$$

$$i \in [2, 51]$$

$$j \in [100, 119]$$

El único término de esta ecuación que no está ya determinado es el coeficiente de pérdidas menores de los retentores (K_j), con excepción de aquellos términos que dependen del caudal (f_i, V_i^2, V_j^2). Por tanto, la única manera de igualar las pérdidas por todos los recorridos entre sí es modificando el valor de dichas K_j que, como ya se calculó en el apartado 2.1.2.1, pueden tomar cualquier valor entre 3.45 y 777.11. Por tanto, existen diez variables que se han de determinar. Para ello, se necesitan diez ecuaciones que no añadan nuevas variables. La manera en que se han obtenido estas ecuaciones es igualando la altura manométrica de la bomba a las pérdidas totales por cada uno de los diez recorridos, resultando en diez ecuaciones distintas entre sí, con una de las variables que se desean determinar apareciendo en cada una de ellas. Estas ecuaciones tienen todas la misma forma (49):

$$h_{bomba} = h_{f \text{ totales recorrido } k} \quad (49)$$

$$\forall k \in [1, 10]$$

En estas ecuaciones, de todas formas, sí se añaden nuevas incógnitas: los términos que dependen del caudal en cada uno de los segmentos del circuito y la altura manométrica de la bomba. Sin embargo, dado que es una condición del problema que el caudal por todos los radiadores sea igual, se pueden determinar los caudales de cada elemento del circuito en función del caudal en la bomba. Para ello se ha creado una nueva incógnita Q que se relaciona con el caudal en la bomba de la siguiente manera:

$$Q = \frac{Q_{bomba}}{10} \quad (50)$$

Esta incógnita Q será el caudal que circula por cada uno de los radiadores, y dado que hay diez de ellos, por cada uno circulará un décimo del caudal total de la bomba. Teniendo esta

condición, se pueden determinar los caudales que circulan por cada tramo del circuito en función de Q . Estos caudales están representados en la Figura 32, y se han determinado sabiendo que en la bomba hay $10Q$, en cada radiador hay Q y en cada nudo del sistema la suma de los caudales ha de ser nula.

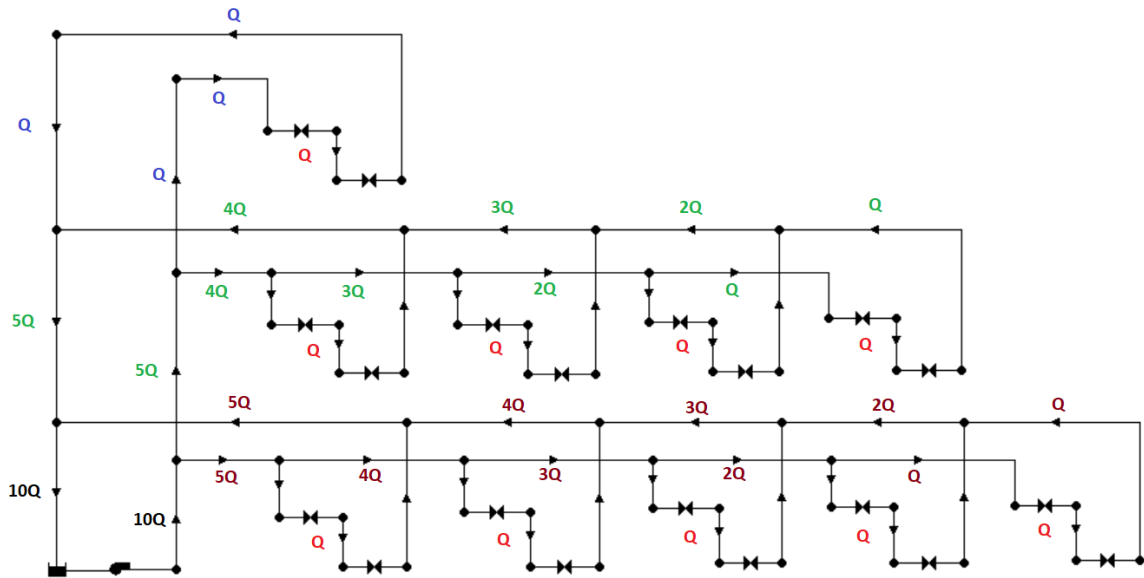


Figura 32. Relación entre los caudales de los distintos segmentos del circuito (Fuente: elaboración propia).

Con esto determinado, ya se pueden calcular todas las f_i , V_i^2 y V_j^2 , necesarias para calcular las pérdidas en cada recorrido, en función del caudal en la bomba. Ahora es necesario establecer la relación matemática entre el caudal de la bomba y su altura manométrica. Para ello se recurrirá a la curva característica de la bomba calculada por Epanet en base a los datos que se introdujeron en el programa obtenidos a partir de los datos proporcionados por el fabricante. Esta curva se encuentra en la Figura 10, y como ya se discutió, Epanet no proporciona la ecuación que define a dicha curva, si bien es aparente que son varias rectas que unen los distintos puntos de funcionamiento que fueron introducidos como datos. De las simulaciones previamente realizadas se puede inferir que, para el sistema de calefacción, la bomba trabaja entre el punto $(0.36 \text{ l/s}, 5.5 \text{ m})$ y el punto $(0.53 \text{ l/s}, 4.1 \text{ m})$, por lo que se determinará la ecuación de la recta que une esos dos puntos. La ecuación obtenida es (para caudales en l/s y alturas en m):

$$h_{bomba} = 8,465 - 8,235 \cdot Q_{bomba} \quad (51)$$

Esta ecuación sólo es válida si el caudal se encuentra entre 0.36 y 0.53 l/s . Si al resolver el problema el caudal queda fuera de este intervalo, habría que determinar una nueva ecuación para el intervalo en el que se encuentre el punto de trabajo de la bomba.

Con esto, ya se ha creado un sistema de once ecuaciones con once incógnitas, aunque todas estas ecuaciones dependen del caudal. Por ello, se han introducido todas las ecuaciones y todos los cálculos necesarios para llegar a ellas en una hoja de datos de Excel, de tal manera que se puedan calcular instantáneamente todos los términos que dependen del caudal en el momento que se introduzca el caudal deseado, y después se calcule si el problema tiene solución para dicho caudal. De esta manera, se tomará una aproximación iterativa al problema, introduciendo distintos caudales, tomando como referencia las simulaciones que se realizaron antes de buscar la solución analítica, hasta lograr uno que arroje un resultado satisfactorio. Un resultado satisfactorio será

aquel para el que se cumplan las once ecuaciones determinadas anteriormente junto con la condición de que las distintas K_j de los detentores se encuentren en el intervalo [3.45, 777.11]. Bajo estas condiciones hay infinitos resultados satisfactorios, por lo que, además, se impondrá una nueva condición para encontrar el resultado más optimizado. Esta condición será que para el recorrido más desfavorecido se mantenga el retentor completamente abierto. De esta manera, se garantiza que todos los retentores estén tan abiertos como puedan, siempre que sigan cumpliendo las anteriores condiciones, maximizando el caudal en los radiadores. El recorrido más desfavorecido es aquel para el cual las pérdidas por fricción, sin contar las producidas en el retentor, son mayores que las de cualquier otro recorrido. En este caso, el recorrido más desfavorecido es el recorrido 9, por lo que se buscará que el coeficiente de pérdidas menores de la válvula 117 sea lo más cercano posible a 3.45.

Tras realizar varias iteraciones se consiguió un resultado suficientemente satisfactorio para un caudal en la bomba de 0.45766 l/s, que significa un caudal en cada radiador de 0.045766 l/s y una altura manométrica de la bomba de 4.69574 m. Este caudal está dentro del intervalo [0.36, 0.53], en el que la ecuación que relaciona caudal y altura es válida. Además, todos los números de Reynolds en los distintos elementos del circuito están por encima de 4000, lo que significa un flujo turbulento completamente desarrollado. Por tanto, se puede usar la fórmula de Colebrook-White en todos ellos para calcular el factor de fricción de Darcy-Weisbach. Los valores de los coeficientes de pérdidas de cada retentor que logran estos resultados se recogen en la Tabla 8. El resto de los valores calculados (números de Reynolds, coeficientes de fricción, pérdidas en cada elemento, etc.), junto con los datos de partida, se recogen en las siguientes tablas: 9, 10, 11, 12, 13, 14 y 15, que se encuentran unas páginas más adelante.

Nº Válvula	K
101	588.5977535
103	479.4881505
105	206.4235734
107	108.7183808
109	108.7183808
111	278.2331221
113	147.1839979
115	20.28887816
117	3.459742897
119	471.9641916

Tabla 8. Valores de los coeficientes de pérdidas menores de cada retentor (Fuente: elaboración propia).

Como se puede observar, el valor de K para la válvula 117 no es exactamente 3.45, pero está lo suficientemente cerca como para no justificar más iteraciones. El resto de los coeficientes están por debajo del valor máximo (777.11), así que son valores factibles. Una vez obtenidos estos resultados, se introdujeron los valores en Epanet, redondeando al segundo decimal, y se comprobó que la simulación arrojaba los resultados esperados, aunque también redondeados al segundo decimal: el caudal en la bomba es de 0.46 l/s y su altura manométrica es -4.70 m, y el caudal en cada radiador es de 0.05 l/s. Las pérdidas en cada elemento también concuerdan con las calculadas para obtener la solución.

Si se comparan estos resultados con aquellos obtenidos previamente, se puede ver que este último está mejor optimizado. Una comparación directa de los caudales en ambos casos se puede observar en la Figura 33, si bien es algo engañoso debido al redondeo, ya que parece indicar que el ajuste analítico resulta en un aumento del caudal por radiador del 25 % frente al ajuste manual, cuando esta diferencia es en realidad mucho menor. Esto se puede ver claramente en el caudal en la bomba, que es la suma de los demás caudales, donde la diferencia es menos significativa.

Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs		Tabla de Red - Líneas en 12:00 Hrs	
ID Línea	Caudal LPS	ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,04	Tubería 42	0.05
Tubería 43	0,04	Tubería 43	0.05
Tubería 44	0,04	Tubería 44	0.05
Tubería 45	0,04	Tubería 45	0.05
Tubería 46	0,04	Tubería 46	0.05
Tubería 47	0,04	Tubería 47	0.05
Tubería 48	0,04	Tubería 48	0.05
Tubería 49	0,04	Tubería 49	0.05
Tubería 50	0,04	Tubería 50	0.05
Tubería 51	0,04	Tubería 51	0.05
Bomba 1	0,44	Bomba 1	0.46

Figura 33. Comparación de caudales entre el equilibrado manual (izqda.) y el analítico (dcha.) (Fuente: elaboración propia).

Por tanto, se puede ver que el ajuste analítico resulta en unas pérdidas menores para la bomba que se encuentra actualmente en la instalación. Pero este análisis se realizó al ver que, con el ajuste manual, si se cambiaba la curva característica de la bomba el sistema dejaba de estar equilibrado. Debido al papel que se ha visto que juegan tanto el caudal como la altura de la bomba a la hora de calcular los valores de las consignas, se puede intuir que al cambiar la curva característica de la bomba se desequilibrará el sistema, independientemente de lo preciso que haya sido el equilibrado. Esta hipótesis se confirmará o desmentirá recurriendo al simulador, y volviendo a simular el funcionamiento del sistema con las mismas curvas características 2, 3, 4 y 5 que se utilizaron anteriormente. Los resultados se pueden ver en la Figura 34 y la Figura 35.

Se observa que, al cambiar la curva característica de la bomba, los caudales que circulan por cada radiador no se mantienen iguales entre sí. Sí se puede observar una ligera mejoría respecto a los resultados obtenidos tras el ajuste manual, pero se confirma que el sistema se desequilibrará si se cambia su punto de operación, independientemente de lo preciso que haya sido dicho equilibrado. Por tanto, si se desea cambiar la actual bomba por una nueva, se deberá ajustar el sistema de nuevo.

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,06
Tubería 43	0,06
Tubería 44	0,06
Tubería 45	0,06
Tubería 46	0,06
Tubería 47	0,06
Tubería 48	0,06
Tubería 49	0,06
Tubería 50	0,06
Tubería 51	0,06
Bomba 1	0,60

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,07
Tubería 43	0,07
Tubería 44	0,07
Tubería 45	0,08
Tubería 46	0,08
Tubería 47	0,07
Tubería 48	0,07
Tubería 49	0,08
Tubería 50	0,08
Tubería 51	0,07
Bomba 1	0,74

Figura 34. Caudal tras el equilibrado analítico para las curvas características 2 y 3 (Fuente: elaboración propia).

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,08
Tubería 43	0,08
Tubería 44	0,08
Tubería 45	0,09
Tubería 46	0,09
Tubería 47	0,08
Tubería 48	0,08
Tubería 49	0,09
Tubería 50	0,09
Tubería 51	0,08
Bomba 1	0,85

ID Línea	Caudal LPS
Tubería 42	0,09
Tubería 43	0,09
Tubería 44	0,09
Tubería 45	0,10
Tubería 46	0,10
Tubería 47	0,09
Tubería 48	0,09
Tubería 49	0,10
Tubería 50	0,10
Tubería 51	0,09
Bomba 1	0,95

Figura 35. Caudal tras el equilibrado analítico para las curvas características 4 y 5 (Fuente: elaboración propia).

Datos de partida		
Sujetos a iteraciones:		
	Q_{bomba} (l/s)	0.45766
	h_{bomba} (m)	4.695741173
	Q (m ³ /s)	0.000045766
Fijos:		
	Diámetro tuberías (mm)	14
	Diámetro radiador aluminio (mm)	24.42857143
	Diámetro radiador acero (mm)	18
	V (tuberías y válvulas)	0.297301434
	V (radiador aluminio)	0.097646557
	V (radiador acero)	0.179849015
	$\varepsilon_{tuberías}$ (mm)	0.002
	$\varepsilon_{radiador\ de\ aluminio}$ (mm)	0.02
	$\varepsilon_{radiador\ de\ acero}$ (mm)	0.06
	Densidad del agua (kg/m ³)	988
	Viscosidad cinemática del agua (m ² /s)	0.000000555
	Gravedad (m/s ²)	9.80665

Tabla 9. Datos de partida para el cálculo analítico de los coeficientes de pérdidas menores de los detentores (Fuente: elaboración propia).

Elementos	Múltiplo de Q	Reynolds	f (Darcy-Weisbach)
Tuberías:			
	1	7499.49562	0.03356345
	2	14998.9912	0.02807504
	3	22498.4869	0.02548177
	4	29997.9825	0.02386773
	5	37497.4781	0.02273015
	10	74994.9562	0.0197495
Radiador de aluminio:			
	1	4297.95656	0.03992035
Radiador de acero:			
	1	5832.94104	0.03956592

Tabla 10. Cálculos básicos (Fuente: elaboración propia).

Número en el esquema	Longitud (m)	h_f (m)
2	1	0.635728085
3	3	0.548755403
4	3	0.032411795
5	3	0.032411795
6	3	0.548755403
7	1	0.635728085
8	2	0.365836936
9	2	0.245853455
10	8	0.590578264
11	6	0.216893687
12	6	0.216893687
13	8	0.590578264
14	2	0.245853455
15	2	0.365836936
16	4	0.49170691
17	4	0.295289132
18	8	0.289191582
19	8	0.289191582
20	4	0.295289132
21	4	0.49170691
22	1	0.010803932
23	1	0.010803932
24	1	0.010803932
25	1	0.010803932
26	1	0.010803932
27	1	0.010803932
28	1	0.010803932
29	1	0.010803932
30	1	0.010803932
31	1	0.010803932
32	1	0.010803932
33	1	0.010803932
34	1	0.010803932
35	1	0.010803932
36	1	0.010803932
37	1	0.010803932
38	3	0.032411795
39	3	0.032411795
40	2	0.021607863
41	2	0.021607863

Tabla 11. Pérdidas en todos los segmentos de tubería (Fuente: elaboración propia).

Número en el esquema	Longitud (m)	h_f (m)
42	3.5	0.002780529
43	3.5	0.002780529
44	14.4	0.05220074
45	16.2	0.058725833
46	16.2	0.058725833
47	14.4	0.05220074
48	14.4	0.05220074
49	12.6	0.045675648
50	21.6	0.07830111
51	21	0.07612608

Tabla 12. Pérdidas en los cuerpos de los radiadores (Fuente: elaboración propia).

Número en el esquema	K	h_f (m)
100	3.48	0.015682763
102	3.48	0.015682763
104	3.48	0.015682763
106	3.48	0.015682763
108	3.48	0.015682763
110	3.48	0.015682763
112	3.48	0.015682763
114	3.48	0.015682763
116	3.48	0.015682763
118	3.48	0.015682763

Tabla 13. Pérdidas en las llaves de entrada de los radiadores (Fuente: elaboración propia).

Número en el esquema	K	h_f (m)
101	588.5977535	2.652539965
103	479.4881505	2.160833055
105	206.4235734	0.930256317
107	108.7183808	0.489943851
109	108.7183808	0.489943851
111	278.2331221	1.253868999
113	147.1839979	0.663290735
115	20.28887816	0.091432663
117	3.459742897	0.015591474
119	471.9641916	2.126926025

Tabla 14. Pérdidas en los dettores (Fuente: elaboración propia).

Recorrido	h_f (totales) (m)	
	sin detentor	con detentor
1	2.043201198	4.695741163
2	2.534908108	4.695741163
3	3.765484846	4.695741163
4	4.205797312	4.695741163
5	4.205797312	4.695741163
6	3.441872164	4.695741163
7	4.032450428	4.695741163
8	4.6043085	4.695741163
9	4.680149689	4.695741163
10	2.568815138	4.695741163

Tabla 15. Pérdidas totales por cada recorrido (Fuente: elaboración propia).

2.1.3.2. Patrones de funcionamiento de la bomba

En este apartado se determinará el patrón o patrones de funcionamiento típicos de la bomba. Para ello, lo primero es estudiar el algoritmo de control del termostato y plantear varios escenarios típicos de uso en función de la estación u otros factores.

Comenzaremos con un estudio del termostato que controla la instalación de calefacción y determina cuando se ponen en funcionamiento la bomba y la caldera. Como ya se especificó en el apartado 2.1.1, este es un termostato ambiente digital, modelo TD1200 del fabricante Baxi. Es un termostato sencillo, en el que lo único que puede elegir el usuario en su uso diario es si enciende o no el sistema, y cuál es la temperatura deseada, con intervalos de 0.5 °C. Al margen de eso, el termostato tiene una serie de opciones de configuración que se pueden modificar y pueden ser de utilidad para determinar su funcionamiento y método de control. De sus instrucciones de instalación, montaje y funcionamiento para el instalador y el usuario obtenemos la Figura 36, donde se recogen sus parámetros de funcionamiento, y las opciones de configuración permitidas para cada uno de ellos. La mayoría de los parámetros del termostato presente en la instalación se encuentran en sus valores por defecto, salvo dos de ellos, de los que se hablará en detalle más adelante.

Parámetros / Parameters / Paramètres / Parameter / Parametri

Descripción Description Description Beschreibung Descrizione	Parámetro Parameter Paramètre Parameter Parametro	Ajustes opcionales Range of values Réglages en option Zusätzliche einstellungen Campo di modifica	Predefiniti Default Défaut Werkseinstellungen Predefiniti
Tiempo con./desc. Mínimo / Minimum ON/OFF time / Durée mini de marche/arrêt / Minimale zeit an/aus / Tempo minimo accesso/spento	Ot	1,2,3,4,5 m	1 m
Frecuencia de los ciclos / Cycle Rate / Nombre de cycles / Umlaufgeschwindigkeit / Frequenza dei cicli	Cr	{3,6,9,12}	6
Amplitud de banda proporcional / Proportional band width / Bande proportionnelle / Proportionale bandweite / Larghezza della banda proporzionale	Pb	1.5...3.0 K	1.5K
Desviación permanente de la temperatura / Temperature measurement offset / Etalonnage de la sonde / Temperatur-offset / Compensazione della temperatura	tO	-3 ... 3 K	0 K
Límite superior de temperatura / Upper setpoint limit / Temp. limite maximale / Obere temp.-grenze / Limite superiore della temperatura	uL	21...35°C	35°C
Límite Inferior de temperatura / Lower setpoint limit / Temp. limite minimale / Untere temp.-grenze / Limite inferiore della temperatura	LL	5...21°C	5°C
Cambio calefacción/aire acondicionado / Heat/cool changeover / Chauffage/Réfrigérissement / Wechsel heizen/kühlen / Cambiamento caldo/freddo	HC	0, 1 0 = Desactivado / Disable / Désactivée / Aus / Disattivato 1 = Activado / Enable / Activée / Ein / Attivati	0
Temperatura de consigna parado / Off Setpoint Adjust / Point de consigne arrêt / Eingestellte temperatur aus / Punto di regolazione spento	OS	5...16 °C -- (=off)	5°C
Calefacción eléctrica / Electric heat / Chauffage électrique / Elektrische Heizung / Resistencia elettrico	EH	0 (<3A) / 1 (3A – 8A)	0 (<3A)
Reinicialización de los parámetros / Reset parameters / Réinitialisation des paramètres / Rückstellung der parameter / Reimpostazione dei parametri	FS	0 / 1	1

Figura 36. Parámetros de funcionamiento del termostato BAXI TD1200 (Fuente: instrucciones de instalación, montaje y funcionamiento).

Debido a la existencia entre los parámetros de una amplitud de banda proporcional (P_b), según lo discutido en el apartado de estado de la técnica, se deduce que el termostato funciona en base a un control de temperatura proporcional. Los parámetros que definen el funcionamiento de este sistema de control se encuentran determinados en la Figura 36, y los principales son los siguientes:

- **Amplitud de la banda proporcional ($P_b = 1.5$ Kelvin):** indica que a partir de 0.75 K por debajo del punto de ajuste y hasta 0.75 K por encima estará en funcionamiento el sistema de control. Por debajo de esa banda la caldera estará encendida siempre, y por encima apagada.
- **Tiempo de conexión y desconexión mínimo ($O_t = 4$ minutos):** fija un tiempo mínimo de funcionamiento de la caldera, de tal manera que no se esté encendiendo y apagando constantemente. Esto evita, o al menos reduce, daños por excesivo uso. Este es uno de los dos parámetros con un ajuste distinto al de fábrica, ya que el ajuste por defecto (1 minuto) es demasiado pequeño para una caldera de gasóleo.
- **Frecuencia de los ciclos ($C_r = 3$ ciclos por hora):** dentro de la banda proporcional, la salida se dividirá en varios ciclos paro/marcha por hora. Este parámetro es el otro que no está configurado en su ajuste por defecto. La razón por la que son 3 ciclos por hora, en lugar de los 6 que serían por defecto, es para acomodar mejor el tiempo de conexión y desconexión mínimo de 4 minutos. Al ser 3, cada ciclo es de 20 minutos, fácilmente divisible en cinco segmentos de 4 minutos, mientras que si el número de ciclos fuese 6, cada uno sería de 10 minutos, que no se podrían dividir de forma exacta entre 4.

El sistema de control que actúa dentro de la banda proporcional y determina la potencia media suministrada a bomba y quemador, actuando de la manera descrita hasta ahora, es desconocido y no se encuentran referencias a ello en las instrucciones del termostato. Sin embargo, en la hoja de características de otro termostato de similar aspecto, configuración y funcionamiento, el modelo DT90 del fabricante Honeywell, sí aparecen referencias al sistema de control utilizado. La siguiente cita es un extracto de dicha hoja de características:

DT90 usa un algoritmo de control proporcional «fuzzy logic» con autoaprendizaje. Este control es mejor que el convencional PI ya que tiene una respuesta más rápida y mejor funcionamiento en condiciones estables.

De esta cita se deduce que el algoritmo de control más común para este tipo de termostatos es el PI, y, por tanto, es razonable asumir que el termostato con el que se está trabajando funcione con este mismo algoritmo. Por ello, se va a diseñar un control PI digital en Matlab y Simulink, que además únicamente trabaje dentro de la banda proporcional establecida y su salida se ciña a las restricciones establecidas por los parámetros O_t y C_r . Los parámetros del control PI se van a determinar en Matlab, y después se simulará en Simulink, partiendo del modelo simplificado que se discutió en el apartado 2.1.2.2. (Figura 17). En este caso, y dado que la orden del control a la bomba únicamente puede ser marcha o paro, se eliminará el bloque $B(s)$ y se acotará la salida del control para que el mando solo pueda ser el caudal correspondiente a estar la bomba en funcionamiento o cero. Se optará por el modelo mixto para realizar las simulaciones, y su representación se puede ver en la Figura 37.

En este modelo, la referencia $r(t)$ representa la temperatura de ajuste, que será constante, y la salida $y(t)$ representa la diferencia entre la temperatura de la vivienda y la exterior. Se eligió un modelo mixto, ya que es el que mejor representa la realidad, que consiste en trabajar con un control digital ($C(z)$) y una planta analógica ($T(s)$). Por ello, aparecen nuevos elementos

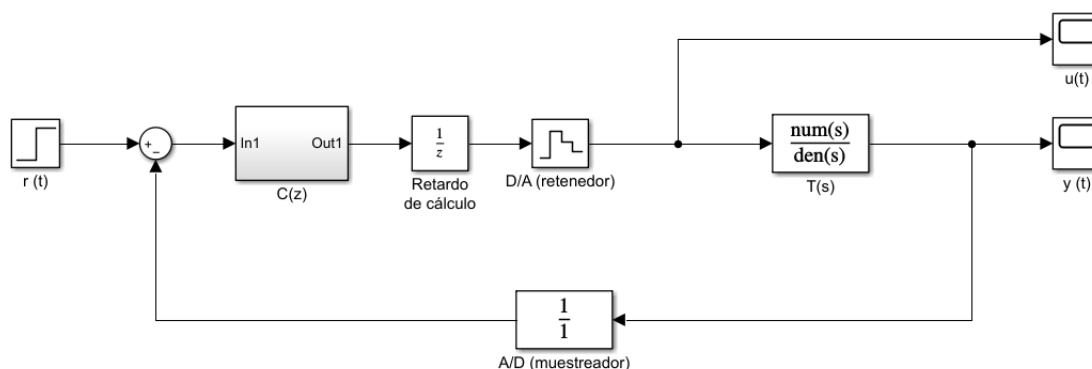


Figura 37. Modelo de simulación mixto, para el termostato BAXI TD1200 (Fuente: elaboración propia).

en el esquema, como el retenedor y el muestreador, que convierten una señal digital a una analógica y una analógica a una digital respectivamente, y el retardo de cálculo. El principal parámetro a definir en estos elementos, y también clave para diseñar el control, es el período de muestreo. Este parámetro determina la frecuencia con la que se adquieren muestras de una señal analógica. Por ejemplo, si se está midiendo la temperatura ambiente y el período de muestreo es de cinco minutos, eso significa que sólo se conoce la temperatura ambiente cada cinco minutos, y cualquier variación intermedia se pierde. El proceso de convertir una señal analógica en una digital se denomina discretizar, y esta es la labor que desempeña el muestreador de la Figura 37. Esta señal digital se compara con la referencia y entra al control, que calcula un mando. La aplicación de este mando se puede realizar de forma asíncrona (según el control dispone del valor) o síncrona (en cada interrupción de reloj o instante de muestreo). Este último caso es el que introduce el retardo en el control que se puede observar en el esquema. Una vez se ha actualizado el mando, el retenedor mantiene constante su valor, dando lugar a un mando continuo. A la hora de elegir el período de muestreo para este sistema, se va a recurrir al parámetro O_t (tiempo de conexión y desconexión mínimo), ya que indica el tiempo mínimo en el que el control puede realizar un cambio. El valor por defecto es de 1 min, pero al estar ajustado en la presente instalación a 4 min, el período de muestreo será de 4 min. Posteriormente se tomarán medidas adicionales en el modelo para respetar los ciclos por hora.

Para reflejar el aspecto de banda proporcional del algoritmo de control del termostato, el control PI digital únicamente debería funcionar cuando la diferencia entre la temperatura ambiente y la de referencia se encuentre entre -0.75°C y 0.75°C . Con este objetivo en mente, contenido dentro del bloque $C(z)$, hay un subsistema que se puede observar en la Figura 38. La entrada 1 (u_1) de este subsistema es la diferencia entre la referencia $r(t)$ y la salida $y(t)$, ya muestreada. Esta señal llega a un bloque condicional tipo 'if', que contempla tres casos posibles:

- **$u_1 > 0.75$:** De darse este caso, la salida se conecta a una constante $-C$, de valor 0.00274596, que es el caudal correspondiente a la bomba funcionando a máxima velocidad.
- **$u_1 < -0.75$:** En este caso, la salida se conecta a una constante de valor 0.
- **else:** para cualquier caso que no se haya contemplado antes, es decir, para cuando la diferencia entre referencia y temperatura ambiente esté dentro de la banda proporcional, la salida se conecta a la función de transferencia discreta $C_d(z)$, que se trata del algoritmo de control PI. La entrada de $C_d(z)$ está conectada directamente a la entrada del subsistema, por lo que actúa sobre la diferencia entre referencia y salida del sistema completo. La

salida de $Cd(z)$ está conectada a un elemento saturador, que limita la salida a un mínimo de 0 y un máximo de 0.00274596, para que el control nunca de más caudal del que puede proporcionar la bomba, ni tampoco pueda dar caudal negativo.

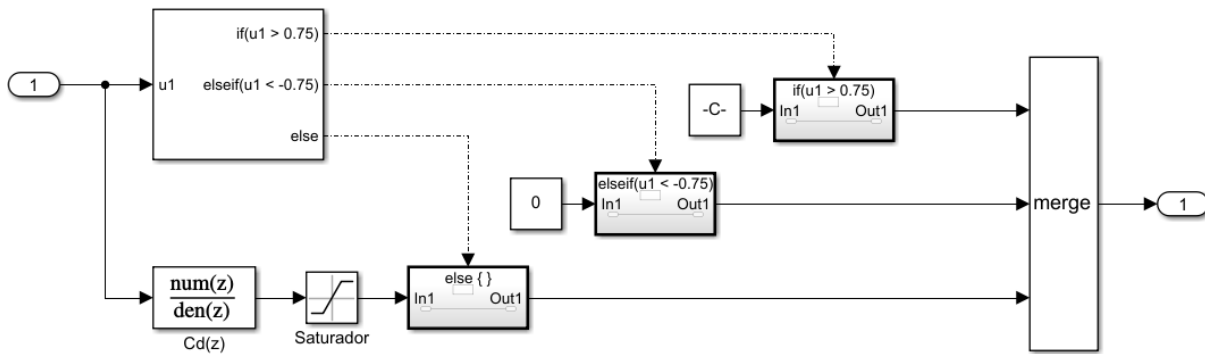


Figura 38. Interior del bloque de control $C(z)$, para el termostato BAXI TD1200 (Fuente: elaboración propia).

Lo único que falta por determinar ahora es el bloque de control $Cd(z)$, para lo cual hay que diseñar el control PI. Este control queda definido por dos parámetros: K (constante proporcional) y T (tiempo integral), y diseñar el control consiste en buscar los valores óptimos de esos parámetros teniendo en cuenta las características de la planta. Sin embargo, en este termostato, dicho ajuste está hecho en fábrica y tiene unos valores predeterminados. Estos valores no se ajustan perfectamente a cada situación, pero el control PI es lo suficientemente robusto como para que un valor genérico se adapte bien a distintas situaciones, siempre que tengan un comportamiento similar. Recurriendo de nuevo a la información de otros fabricantes, en este caso la edición b del manual de usuario del Termostato 'Home' del fabricante Zennio, se dan valores genéricos para los parámetros buscados. Concretamente, en la tabla 2 del anexo, prácticamente al final del manual, aparecen los siguientes valores predefinidos para K y T , para el caso un sistema de calefacción con radiadores de agua caliente:

$$K = 5$$

$$T = 150 \text{ min}$$

Para un control PI de un grado de libertad, la función de transferencia en tiempo continuo es como sigue (52):

$$C(s) = K \cdot \left(1 + \frac{1}{T \cdot s} \right) \quad (52)$$

Para obtener el control digital, hay que discretizar esta función de transferencia (52). Esto se puede realizar utilizando uno de los siguientes métodos: el de la derivada en adelante, el de la derivada en retraso y la regla trapezoidal. La más precisa de las tres es la última, por lo que será la que se utilice, aunque puede generar 'ringing' en el mando. De ser así, se recurriría a la derivada en retraso. El cálculo de la discretización se realizará en Matlab (código 1), lo que además permitirá relacionar algunas variables de Simulink con los resultados de dicho cálculo. El numerador del bloque $Cd(z)$ en Simulink será $Cd.num\{1\}$ y el denominador $Cd.den\{1\}$, que son, a su vez, el numerador y denominador de la función Cd obtenida en Matlab. Además, en todos los bloques que tengan entre sus parámetros el tiempo de muestreo, se introducirá ts en lugar de un valor numérico. De esta manera, si se desea cambiar ts , sólo habrá que hacerlo una vez, en el código 1.

```

% Variable s
s = tf('s');
% Periodo de muestreo (en min)
ts = 4;
% Variable z
z = tf('z',ts);

%% Control PI %%

% Parámetros del control
T = 150;
K = 5;
% Control de 1 grado de libertad
C = K*(1+1/T/s);

% Discretización por regla trapezoidal
sa = 2*(z-1)/(z+1)/ts;

% Control discreto
Cd = minreal(K*(1+1/T/sa));

```

Código 1. Discretización del control PI

De acuerdo con la misma fuente de la que se obtuvieron los valores de K y T , el mando de este control se expresa en forma de porcentaje, que después puede ser utilizado, por ejemplo, para determinar a que porcentaje de su velocidad máxima está operando una bomba. En el caso sobre el que se está trabajando, sin embargo, no se puede regular dicho porcentaje, pues la bomba únicamente puede operar a velocidad máxima (o nula, evidentemente). Por ello, se va a diseñar un nuevo bloque que transforme este porcentaje en algo que encaje con los parámetros O_t y C_r del termostato. Este bloque se va a denominar 'Convertor D/A' y va a incluir todos los elementos necesarios para convertir la salida del control digital en una señal continua que pueda entrar en $T(s)$. Esto implicará una reorganización del modelo de simulación, que se ve realizada en la Figura 39. Dentro del 'Bloque de control con convertor D/A incluido' de este nuevo modelo encontramos un subsistema similar a lo visto en la Figura 38, aunque, de nuevo, con algunas variaciones importantes, que se pueden ver en la Figura 40.

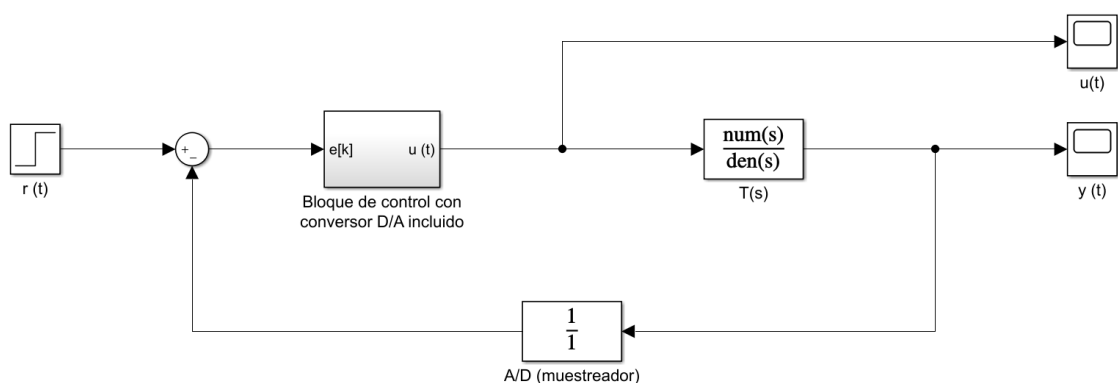


Figura 39. Modelo de simulación mixto, para el termostato BAXI TD1200, con todas las características de su funcionamiento implementadas (Fuente: elaboración propia).

Dentro de este subsistema se encuentra el bloque 'Convertor D/A', cuyo contenido se puede ver en la Figura 41. Como se puede observar, se han transferido el saturador del mando y el retardo de cálculo al interior de este bloque. Al ser la salida del bloque de control un porcentaje, los límites superior e inferior del saturador son 100 y 0, respectivamente. Después de la saturación

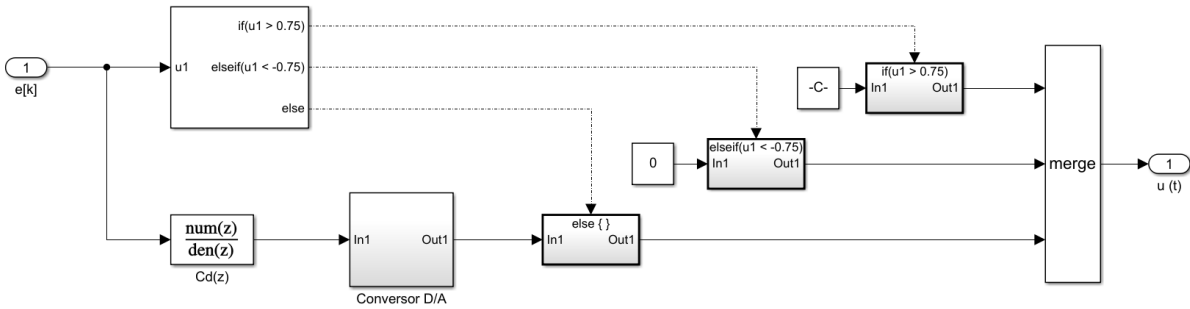


Figura 40. Subsistema «Bloque de control con conversor D/A incluido» (Fuente: elaboración propia).

y el retardo de cálculo, la señal llega al bloque ‘Determinación de porcentaje válido’, que, como su nombre indica, asignará un valor válido al porcentaje determinado por el control. Aquí entran en juego los parámetros O_t (tiempo de conexión y desconexión mínimo) y C_r (frecuencia de los ciclos). Al ser C_r igual a 3 ciclos por hora, esto implica que cada ciclo dura 20 minutos. Y como O_t es igual a 4 minutos, esto significa que en cada ciclo la señal puede mantenerse en nivel alto (marcha) durante 0, 4, 8, 12, 16 o 20 minutos, es decir, un 0 %, 20 %, 40 %, 60 %, 80 % o 100 % de la duración del ciclo. Si se obvian el 0 % y el 100 %, pues estos casos corresponden a temperaturas fuera de la banda proporcional, la salida del control sólo puede ser de un 20 %, 40 %, 60 % u 80 %. Este porcentaje es el que determina el bloque ‘Determinación de porcentaje válido’, cuyo funcionamiento se puede ver en la Figura 42. Funcionamiento que está basado, de nuevo, en el uso del bloque condicional ‘if’. En este caso las salidas no son porcentajes, si no valores unitarios. A los porcentajes de entrada menores o iguales al 30 % les corresponde un valor unitario de 0.2 (que sería equivalente a un 20 % exacto), a los que se situen entre el 30 % y el 50 % les corresponde un 0.4 y así sucesivamente, en intervalos de 20 %.

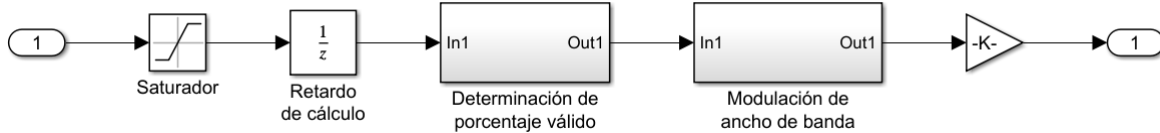


Figura 41. Subsistema ‘Conversor D/A’ (Fuente: elaboración propia).

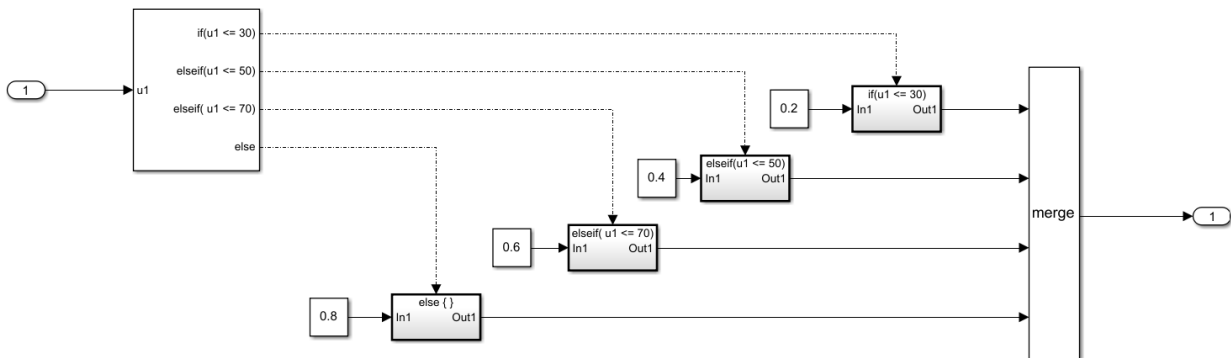


Figura 42. Subsistema ‘Determinación de porcentaje válido’ (Fuente: elaboración propia).

Este valor unitario, que sale del bloque ‘Determinación de porcentaje válido’, entra al siguiente bloque, de gran importancia, que transforma este valor unitario en la onda rectangular apropiada, respetando el período de 20 minutos que debe tener y el porcentaje de actividad correspondiente. Este bloque ha sido denominado ‘Modulación del ancho de banda’, y su estructura interna se puede ver en la Figura 43. El diseño de este bloque está basado en la información encontrada en [10], que utilizaba este diseño para trabajar con señales PWM (Pulse Width Modulation). El caso del termostato es muy similar al típico funcionamiento de una señal PWN, si bien con intervalos de tiempo mucho mayores. En este bloque se incluye el retenedor de orden cero, aunque este parece innecesario, ya que la salida del anterior bloque ya es continua. Simulando con o sin él, el resultado es el mismo. Aún así se va a mantener, ya que haría que este bloque fuese eficaz si a su entrada estuviese la salida del control digital, previa aplicación de la saturación y el retardo. La señal que sale del mencionado retenedor de orden cero le es restada a una onda triangular, cuyo período es 20 min, su valor mínimo es 0 y su valor máximo es 1. La onda resultante de esta sustracción entra a un bloque que compara su valor con cero, y cuando este sea menor o igual a cero, la salida del bloque será 1, y cuando sea mayor, será 0. Esto se puede visualizar más fácilmente en la Figura 44, donde además se puede comprobar que la duración de cada ciclo es de 20 minutos y se cumple el tiempo de conexión y desconexión mínimo de 4 minutos. El bloque ‘Modulación del ancho de banda’ ya es el último contenido en el subsistema ‘Convertor D/A’, salvo por una ganancia, de valor 0.00274596, que es el valor del caudal que proporciona la bomba al radiador cuando está en marcha, en m^3/min . De esta manera, el mando resultante del control, que representa el caudal de entrada al radiador, variará entre 0 y 0.00274596.

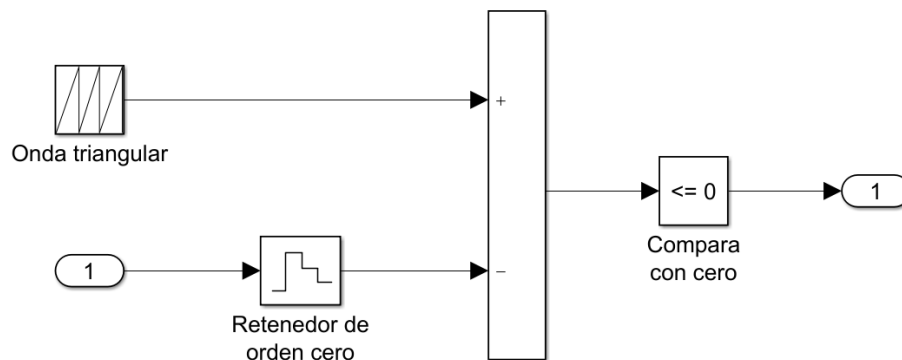


Figura 43. Subsistema ‘Modulación del ancho de banda’ (Fuente: elaboración propia).

Habiéndose desarrollado ya el modelo, es buen momento para simular un escenario y observar cómo responde. Se va a introducir un escalón de valor 10 en la referencia en el instante 0, y se simulará el sistema durante cinco horas (300 minutos). Suponiendo una temperatura externa de 10°C , esto sería equivalente a seleccionar 20°C en el termostato. La Figura 45 muestra la evolución de la salida del modelo y la Figura 46 muestra la del mando. La respuesta temporal de la temperatura resulta bastante oscilante, con muchos picos, pero a pesar de ello se mantiene en prácticamente todo momento entre los 9 y los 10 grados centígrados, una vez llega a ese umbral. El valor medio de dicha temperatura, por tanto, no llega a la referencia, pero está bastante cerca, y no sería una diferencia muy perceptible por los ocupantes de la vivienda. En cuanto al mando, encaja perfectamente con el comportamiento de este tipo de termostatos, y se respeta en todo momento el tiempo de conexión y desconexión mínimo. El número de ciclos por hora, en cambio, podría parecer que no se respeta, pero cuando esto ocurre es porque la temperatura cae por debajo de la banda proporcional.

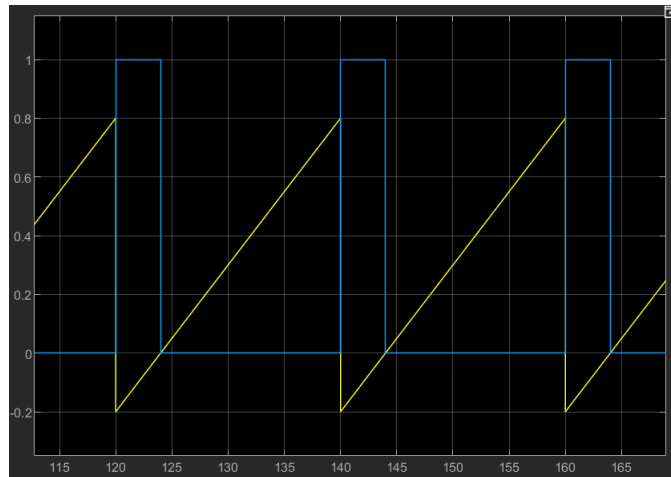


Figura 44. Comparación de la señal antes de pasar por el bloque ‘Compara con cero’ (amarillo) y después (azul) (Fuente: elaboración propia).

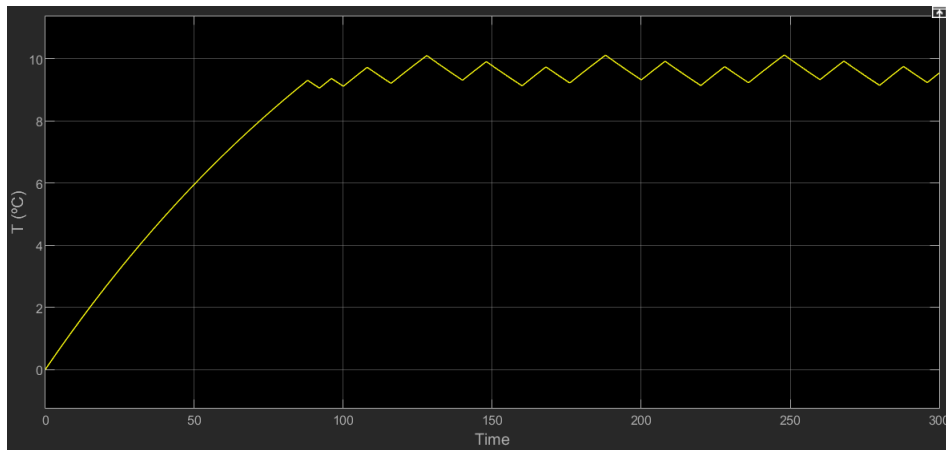


Figura 45. Evolución en el tiempo de la diferencia entre la temperatura interior y la exterior (Fuente: elaboración propia).

A continuación, una vez que se ha comprobado que tanto el modelo como el control funcionan satisfactoriamente, se procederá a plantear varios escenarios típicos de uso. Debido a que el termostato no es programable, no hay una hora determinada de encendido o apagado del sistema, ya que depende de la activación manual por parte del usuario. De la misma manera, la temperatura ambiente no es siempre la misma al conectar el sistema, y el punto de ajuste también varía ocasionalmente. Aunque no se dispone de los datos diarios de hora de conexión y desconexión del sistema, ni de los de temperatura, sí es conocido el modo de uso habitual. En base a este uso, se plantearán tres escenarios distintos que se dan a lo largo del año y proporcionarán una aproximación del uso anual del sistema de calefacción. Estos tres escenarios son:

- **Escenario 1:** este escenario corresponde al uso a finales de otoño (45 días) y principios de primavera (35 días). La temperatura ambiente justo antes de activar el sistema de calefacción en este escenario será de 18 °C y el punto de ajuste serán 21 °C. La calefacción estará activada de 11:00 a 19:00.
- **Escenario 2:** este escenario corresponde al uso en invierno (72 días). La temperatura ambiente justo antes de activar el sistema de calefacción en este escenario será de 15 °C y el punto de ajuste serán 20 °C. La calefacción estará activada de 10:00 a 21:00.

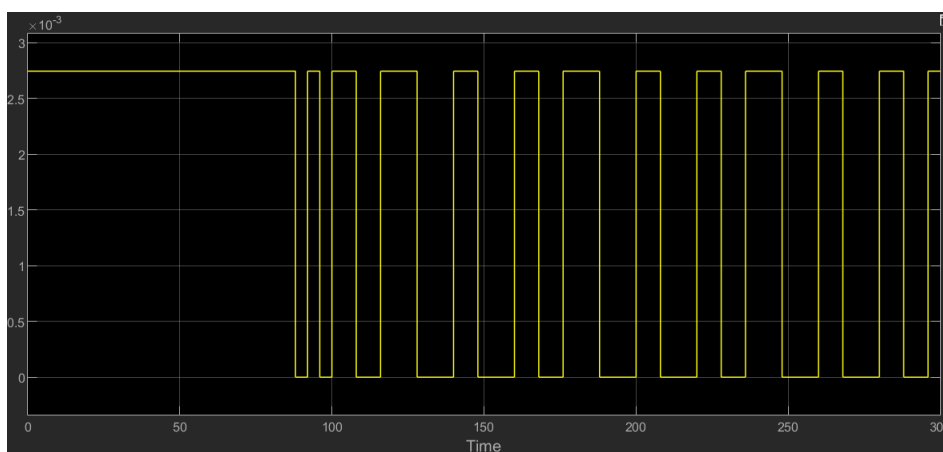


Figura 46. Evolución en el tiempo del mando (Fuente: elaboración propia).

- **Escenario 3:** este escenario corresponde a ocasiones puntuales en invierno, cuando la vivienda se vuelve a ocupar después de unos días vacía y con la calefacción apagada (3 días). La temperatura ambiente justo antes de activar el sistema de calefacción en este escenario será de 10 °C y el punto de ajuste serán 20 °C. La calefacción estará activada de 10:00 a 21:00.

Una vez que son conocidos el método de control del termostato y el uso habitual del sistema, se procederá a establecer unos patrones de funcionamiento de la bomba correspondientes a los distintos escenarios planteados anteriormente. Estos patrones se obtendrán simulando las condiciones de los distintos escenarios, suponiendo siempre temperatura exterior de 10°C, y observando el mando $u(t)$, que se corresponde con el caudal que circula por un radiador. Para convertir este caudal en el que circula por la bomba, basta con multiplicarlo por diez, cambio que ya se verá reflejado en los patrones que se especifican a continuación. También se han convertido las unidades de medida del caudal de m^3/min a l/s , ya que es la medida que utiliza Epanet.

- **Patrón 1:** la duración total de este patrón será de 8 horas. Para obtenerlo, el escalón en la referencia tendrá valor 11, el tiempo de simulación será de 10 horas (600 min) y se considerará que el patrón comienza una vez que la temperatura de salida en la simulación haya alcanzado el valor 8, ya que esa sería la temperatura ambiente que se establece en el escenario uno que habría antes de encender la calefacción. A partir de ese momento se contarán las 8 horas (480 min). Tras introducir estas condiciones, el resultado de la simulación se puede ver en la Figura 47, donde el eje de abscisas representa el tiempo en minutos, y el de ordenadas el caudal en l/s . Observando también la evolución de la temperatura, esta alcanzó los 8 °C en el minuto 72. Por tanto, el patrón de funcionamiento de la bomba es el segmento de la curva que se encuentra entre el cursor 1 (72 min) y el 2 (552 min). En este segmento, la bomba está en marcha (entregando su máximo caudal) durante 260 minutos, permanece apagada durante 220 minutos, pasa de paro a marcha un total de 22 veces y de marcha a paro en 23 ocasiones.
- **Patrón 2:** la duración total de este patrón será de 11 horas. Para obtenerlo, el escalón en la referencia tendrá valor 10, el tiempo de simulación será de 12 horas (720 min) y se considerará que el patrón comienza una vez que la temperatura de salida en la simulación haya alcanzado el valor 5, ya que esa sería la temperatura ambiente que se establece en el escenario uno que habría antes de encender la calefacción. A partir de ese momento se contarán las 11 horas (660 min). Tras introducir estas condiciones, el resultado de la simulación se puede ver en la Figura 48, donde el eje de abscisas representa el tiempo

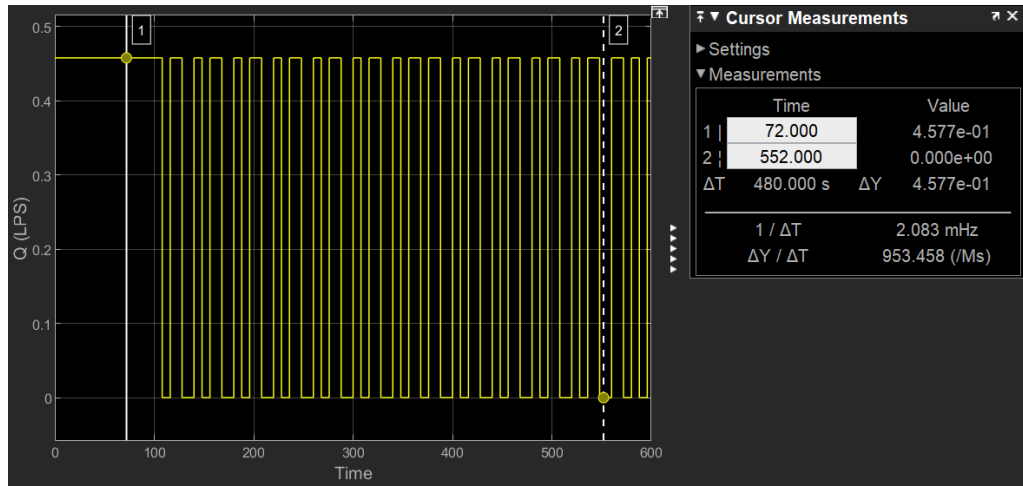


Figura 47. Patrón 1: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).

en minutos, y el de ordenadas el caudal en l/s . Observando también la evolución de la temperatura, esta alcanzó los $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el minuto 40,71, valor que se truncó a 40. Por tanto, el patrón de funcionamiento de la bomba es el segmento de la curva que se encuentra entre el cursor 1 (40 min) y el 2 (700 min). En el minuto 700 se da un cambio de paro a marcha, así que se considerará que el patrón termina en 0, justo antes de darse dicho cambio. En este patrón, la bomba está en marcha (entregando su máximo caudal) durante 332 minutos, permanece apagada durante 328 minutos, pasa de paro a marcha un total de 31 veces y de marcha a paro en 32 ocasiones.

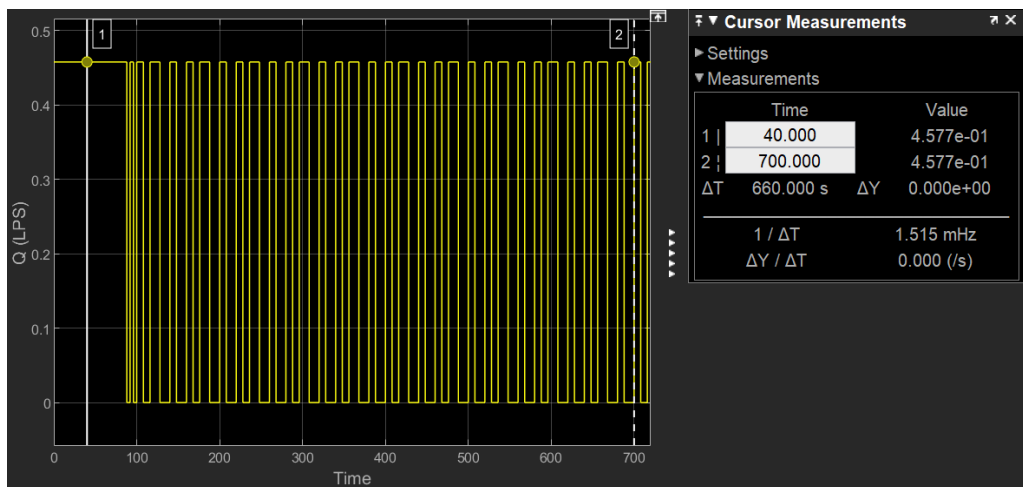


Figura 48. Patrón 2: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).

- **Patrón 3:** la duración total de este patrón también serán 11 horas. Para obtenerlo, el escalón en la referencia tendrá valor 10 y el tiempo de simulación serán 11 horas (660 min), ya que el patrón empezará en este caso en el instante 0, al ser la temperatura ambiente inicial igual a la externa. Tras introducir estas condiciones, el resultado de la simulación se puede ver en la Figura 49, donde el eje de abscisas representa el tiempo en minutos, y el de ordenadas el caudal en l/s . En este patrón, la bomba está en marcha (entregando su máximo caudal) durante 356 minutos, permanece apagada durante 304 minutos, pasa de paro a marcha un total de 30 veces y de marcha a paro en 30 ocasiones.

Con esto, ya quedan definidos los tres patrones de funcionamiento de la bomba.

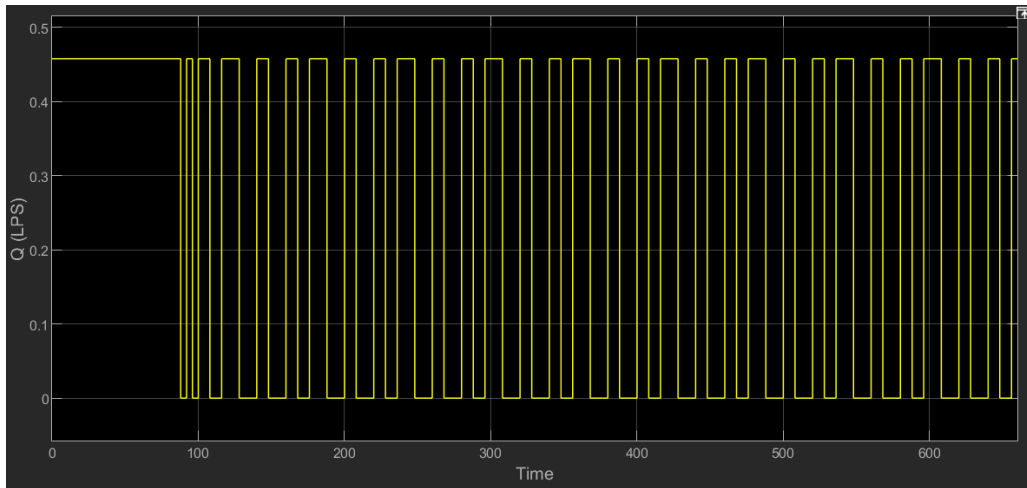


Figura 49. Patrón 3: caudal de agua en la bomba (Fuente: elaboración propia).

2.1.3.3. Consumo energético de la bomba

En este apartado se estudiará el consumo energético de la bomba, con el sistema equilibrado, para los escenarios determinados en el anterior apartado. Para ello, primero hay que determinar la potencia consumida por la bomba cuando está funcionando, y su rendimiento. En la Figura 50 se puede ver la curva que relaciona potencia y caudal para su modo de funcionamiento (velocidad constante), obtenida de su hoja de características (Parte IV).

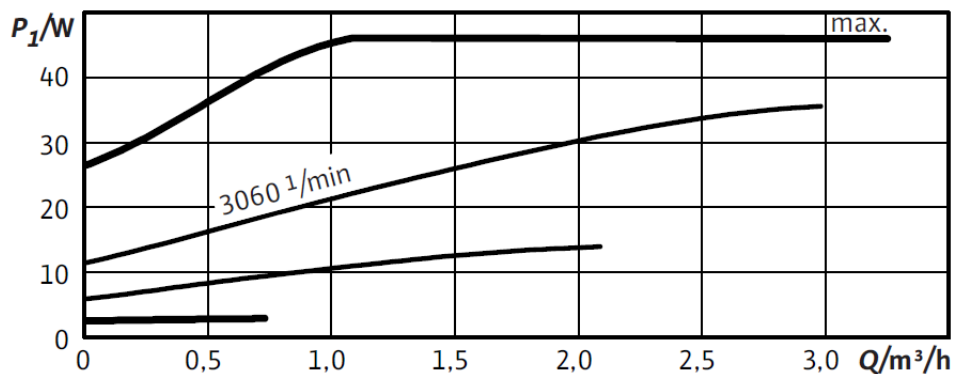


Figura 50. Curva de potencia consumida por la bomba del circuito de calefacción en función de su caudal (Fuente: hoja de características).

Dado que el caudal en el punto de operación de la bomba es 0.46 l/s ($1.66 \text{ m}^3/\text{h}$), la potencia consumida por la bomba es la máxima posible: 45 W . En cuanto al rendimiento de la bomba, no se encuentra en la hoja de características. Para poder determinarlo, se debe calcular primero la potencia de bombeo necesaria para superar la pérdida de carga del circuito, utilizando la siguiente ecuación (53):

$$\dot{W}_{bombeo} = Q \cdot \Delta P = Q \cdot \rho g h = 0,00046 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 4,70 = 21,17 \text{ W} \quad (53)$$

Ahora que se conocen la potencia de bombeo y la potencia consumida, calcular el rendimiento total de la bomba es sencillo (54):

$$\eta_{total \text{ bomba}} = \frac{\dot{W}_{bombeo}}{\dot{W}_{consumida}} = \frac{21,17 \text{ W}}{45 \text{ W}} = 0,47 = 47\% \quad (54)$$

El rendimiento resultante es sorprendentemente bajo, ya que el rendimiento de una bomba se suele encontrar entre el 70 % y el 85 %. Aún así, es el que resulta, así que se introducirán en Epanet la potencia de la bomba (45 W) y su rendimiento (47 %). Con esto, y los patrones determinados en los anteriores apartados, se puede simular cada escenario y obtener la potencia consumida. Para ello, antes de introducir los distintos patrones en Epanet, hay que realizar una pequeña modificación: sustituir el caudal por nivel de funcionamiento de la bomba en tanto por unidad. Es decir, mantener los ceros como ceros pero cambiar los 0.46 l/s por 1. Se mostrará el patrón para el primer escenario a modo de ejemplo.

- **Escenario 1:** para este escenario utilizaremos el patrón 1 (Figura 51), y tras simular se obtiene la evolución del caudal en la bomba (Figura 52).

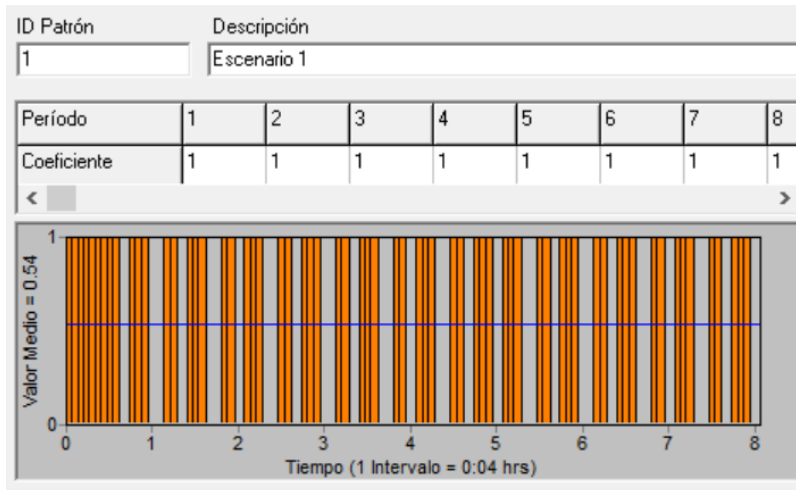


Figura 51. Patrón 1, tal y como queda introducido en Epanet (Fuente: elaboración propia).

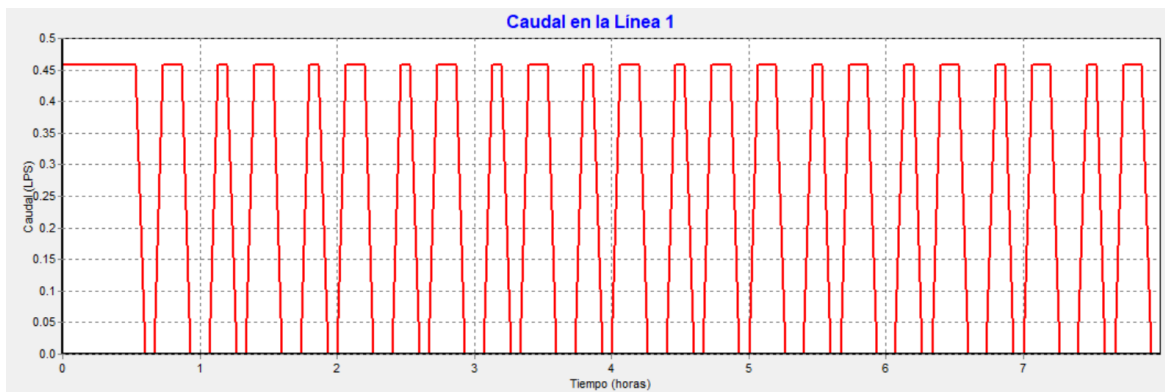


Figura 52. Caudal en la bomba correspondiente al escenario 1 (Fuente: elaboración propia).

Sin embargo, las opciones que da Epanet para el cálculo de energía y potencia son bastante limitadas. Por ello, en lugar de recurrir a Epanet para estos cálculos, se harán a mano a partir de los patrones obtenidos en el anterior apartado. Sabiendo que la bomba, en este escenario, se encuentra en marcha durante 260 minutos a una potencia de 45 W, se puede calcular el consumo de energía diaria en kW·h de la siguiente manera:

$$E_{consumida, diaria} = P \cdot t = 0,045 \text{ kW} \cdot \frac{260}{60} \text{ h} = 0,195 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (55)$$

Para obtener la potencia consumida durante la duración total de este escenario, basta con multiplicar por el número de días, 80 en este caso:

$$E_{\text{escenario 1}} = 0,195 \cdot 80 = 15,6 \text{ kW} \cdot h \quad (56)$$

- **Escenario 2:** para el cálculo de la energía consumida en este escenario se utilizará la información obtenida del patrón 2. Eso es, que la bomba está en funcionamiento 332 minutos al día durante 72 días.

$$E_{\text{consumida, diaria}} = P \cdot t = 0,045 \text{ kW} \cdot \frac{332}{60} \text{ h} = 0,249 \text{ kW} \cdot h \quad (57)$$

$$E_{\text{escenario 2}} = 0,249 \cdot 72 = 17,93 \text{ kW} \cdot h \quad (58)$$

- **Escenario 3:** para el cálculo de la energía consumida en este escenario se utilizará la información obtenida del patrón 3. Eso es, que la bomba está en funcionamiento 356 minutos al día durante 3 días.

$$E_{\text{consumida, diaria}} = P \cdot t = 0,045 \text{ kW} \cdot \frac{356}{60} \text{ h} = 0,267 \text{ kW} \cdot h \quad (59)$$

$$E_{\text{escenario 3}} = 0,267 \cdot 3 = 0,8 \text{ kW} \cdot h \quad (60)$$

Una vez se han calculado los consumos totales de cada escenario, basta con sumar los tres para obtener el consumo anual de energía eléctrica de la bomba actual.

$$E_{\text{consumida, anual}} = 15,6 + 17,93 + 0,8 = 34,33 \text{ kW} \cdot h \quad (61)$$

2.2. Mejora de la instalación

En esta sección se buscará la manera de mejorar el funcionamiento del sistema de calefacción, de tal manera que se mejore el confort y se optimice el consumo energético.

2.2.1. Elección de los nuevos componentes

Lo primero para poder mejorar la instalación es la búsqueda de elementos que añadir a o sustituir en la instalación. Dado que lo que se busca es un algoritmo de control mejorado, y esto queda determinado por el termostato, el primero de los nuevos componentes que se elegirá será un nuevo termostato programable. Este deberá permitir establecer un control PID que dé una salida continua que determine la velocidad de giro de la bomba. Después, habrá que buscar una bomba cuya velocidad sea variable y se pueda controlar desde el exterior. Para ello puede utilizarse la bomba ya presente en la instalación, configurada para que dé su máxima velocidad (es decir, manteniendo la maneta roja de la bomba en la posición actual), conectada a un variador de frecuencia que permita regular dicha velocidad, o una bomba nueva que traiga dicho variador ya incorporado y se pueda conectar directamente al termostato.

Antes de seleccionar ningún elemento, es necesario estudiar el esquema eléctrico de la caldera. Este se encuentra en el Plano 4, donde se puede ver que la acción del termostato ambiente (TA) está conectada a una bobina de relé (R) que activa o desactiva tanto la bomba del sistema de calefacción (BC) como el quemador (Q), siempre que el sistema esté encendido y en modo invierno. El quemador, además, también puede ser encendido o apagado por el interruptor TC

(Termostato de Control) y el conmutador TS (Termostato de Seguridad). El primero de estos dos controla la temperatura del agua en la caldera y el segundo corta la alimentación en caso de que se superen los 110 °C, como medida adicional de seguridad. Por tanto, para que el quemador esté en marcha, tienen que estar cerrados el interruptor accionado por el relé (R) y el interruptor TC, y estar el conmutador TS en posición 2. Para que esté en paro, basta con que uno de los tres cambie de posición. El funcionamiento de la bomba (BC), por el contrario, queda únicamente determinada por la acción del relé (R).

Debido a la manera en la que están conectados los distintos elementos, es necesario que el nuevo termostato tenga una salida de marcha/paro para poder accionar el relé R y de esta manera encender o apagar el calentador. Para la bomba (BC), sin embargo, lo que se busca es un control que permita regular su velocidad, por lo que se desconectará de las conexiones 3 y 6, para poder conectarse a un variador de frecuencia, en caso de mantener la bomba actual, o sustituirse por una nueva bomba controlada directamente por el termostato. En cualquiera de los dos casos, es necesario que el termostato tenga una salida variable que indique la velocidad de giro de la bomba. El formato exacto de esta salida dependerá de la entrada que necesiten el variador de frecuencia o la nueva bomba.

Entonces, para poder determinar el tipo de señal requerida del termostato, hay que determinar qué variador o bomba se va a instalar. La opción preferente es la del variador de frecuencia externo, ya que implica mantener el circuito hidráulico tal y como está y únicamente cambiar algunas conexiones eléctricas. Además, elimina restricciones de tamaño, cosa que no ocurriría en caso de buscar una nueva bomba, que tendría que tener unas dimensiones limitadas por el espacio disponible y la posición de las tuberías de entrada y salida. Después de buscar y comparar distintas alternativas, desde distintos variadores de frecuencia monofásicos a complejas bombas con controles automáticos, finalmente se optó por una opción mucho más cercana de lo que parecería en un principio. Esta opción es utilizar una bomba de la misma serie que la que está en uso para el circuito de ACS, aunque con distinto tamaño de la unión con las tuberías de entrada y salida, la «Yonos Para RS 25/7.0 - PWM1» del fabricante Wilo. Se ha elegido esta bomba porque cuenta con una entrada PWM que permite regular su velocidad de giro. Esta característica no se utiliza en el caso de la bomba del circuito de ACS, que solo puede estar en modo marcha o paro. Además, las dimensiones de la nueva bomba son exactamente iguales a las de la bomba ya instalada, por lo que el cambio de una a otra no implicará nuevas piezas o modificaciones de las ya existentes. Asimismo, comparten potencia nominal y las curvas de funcionamiento de ambas son similares, por lo que podrá dar suficiente caudal para la instalación. La manera en la que funciona esta entrada PWM y su conexión se pueden ver en las últimas dos páginas de la hoja de características de la «Yonos Para RS 15/7.0 - PWM1», que es la misma que para el modelo «RS 25/7.0». Debido a la manera en la que están configuradas las conexiones, y a que la entrada PWM no es la que da potencia a la bomba, si no una conexión a fase y neutro, esta bomba encajaría en el esquema eléctrico (Plano 4) de la misma manera que la anterior, si bien recibiría una conexión adicional directamente desde el termostato, que sería la que indique la velocidad de giro.

Además de seleccionar la nueva bomba, también es necesario hacer lo propio con el nuevo termostato. Es necesario un termostato que tenga dos salidas, una que accione el relé sobre el que actúa el termostato presente, y otra que mande una señal PWM a la bomba. Tras comparar distintas opciones, el termostato elegido pertenece a la serie CNI8C del fabricante Omega, siendo concretamente el modelo CNI8C53. Este modelo permite configurar de forma manual los distintos parámetros que determinan el funcionamiento del regulador PID, y también programar

horarios de funcionamiento. Como se puede observar en su hoja de características (Parte IV de la memoria), este modelo tiene una salida analógica (0-10V de corriente continua) y otra en forma de relé (configurable para funcionamiento on/off). Sin embargo, la señal necesaria para regular la velocidad de la bomba debe ser PWM, no corriente continua.

Por ello, es necesario un elemento que convierta la señal analógica continua que sale del termostato en una señal PWM que se pueda conectar a la bomba. Para esta tarea se va a utilizar la placa programable «Arduino Uno Rev 3», ya que posee las características necesarias para realizar dicha conversión y un entorno de programación conocido y accesible. Cuenta con varios pines de entrada para señales analógicas de corriente continua y varios pines de salida con posibilidad de emitir señales PWM. La entrada a la placa funciona para señales de entre 0 y 5V, sin embargo la señal de salida del controlador de temperatura dará valores de corriente continua de entre 0 y 10V. Dado que voltajes mayores de 5V dañarían la placa, hay que limitar la tensión de entrada. Para ello se puede recurrir a un divisor de tensión. Este se diseñará teniendo en cuenta que la intensidad máxima de salida del termostato es de 20 mA, y sabiendo que la tensión máxima es de 10V, el valor de la resistencia que habría que poner a la salida sería de 500 Ω . Para hacer el divisor de tensión, pues, serán necesarias dos resistencias de 250 Ω . En cuanto a la salida PWM, el voltaje es de 5V y la frecuencia puede ser de 490 Hz o 980 Hz (para los pines 5 y 6). En la hoja de características de la bomba se puede ver que el voltaje en la entrada ha de estar entre 5V y 15V, condición que la salida de la placa Arduino cumple, y la frecuencia entre 100 Hz y 5000 Hz, siendo 1000 Hz la frecuencia nominal, por lo que se utilizará el pin 5 o el 6, para estar lo más cerca posible de dicha frecuencia nominal. La corriente mínima necesaria ha de ser 5 mA, condición que también cumple la placa.

Por tanto, los componentes necesarios para establecer un regulador PID para la velocidad de la bomba de calefacción en función de la temperatura ambiente son: un termostato programable (de la serie CNI8C del fabricante Omega), una placa Arduino Uno y una bomba nueva (Yonos Para RS 25/7.0 - PWM1). Adicionalmente, serán necesarias dos resistencias de 250 Ω y varios cables y conectores.

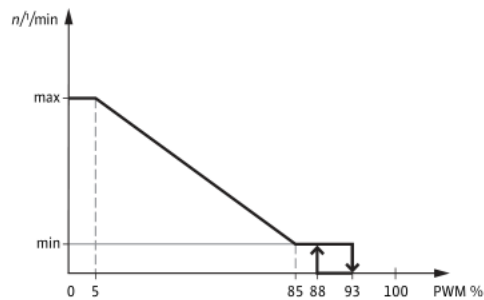
2.2.2. Diseño del control

En esta sección se diseñará el PID que regulará la temperatura, así como el programa que se introducirá en la placa Arduino para que el mando del regulador se convierta en el mando que la bomba necesita. Se comenzará por este último programa, ya que jugará parte en el modelo de la instalación que después se utilizará para diseñar el control PID.

Como ya se discutió anteriormente, la salida del regulador de temperatura tomará un valor de entre 0 y 10V, que, después de pasar por un divisor de tensión, resultará en una señal de entre 0 y 5V. El voltaje máximo (5V) se corresponderá con la velocidad máxima de giro de la bomba, mientras que el mínimo (0V) se corresponderá con un paro total de la bomba. La labor de la placa Arduino será transformar esta señal de entrada en otra de salida que se ajuste a lo que la bomba necesita. La manera en la que la bomba interpreta la señal PWM se recoge en la Figura 53, extraída de su hoja de características. De esta figura se puede extraer que la equivalencia que se ha de hacer es que 5V a la entrada de la placa se corresponden con una salida de 0 % (máxima velocidad) y 0V con una salida de 100 % (paro). En cuanto a la histéresis que se ve en la figura para el arranque, así como el cambio al alcanzar la velocidad máxima, no se han de tener en cuenta a la hora de programar la placa, ya que es un proceso que realiza automáticamente la

bomba. Por tanto, el código desarrollado para Arduino, simplemente ha de convertir la entrada analógica en una salida PWM de forma lineal. Este código se recoge a continuación (2).

PWM signal logic 1 (heating):



PWM input signal [%]

< 5	Pump runs at maximum speed
5-85	Pump speed decreases linearly from maximum to minimum
85-93	Pump runs at minimum speed (operation)
85-88	Pump runs at minimum speed (start-up)
93-100	Pump stops (Standby)

Figura 53. Relación entre la señal PWM y la velocidad de rotación de la bomba (Fuente: hoja de características).

```

const int regulador = A0; //recoge la tensión marcada por el regulador de
                          //temperatura
int valor_reg = 0;       //variable que almacenará el valor leído del
                          //regulador

int pwm = 5;            //se asocia la variable PWM, que será la salida,
                          //al pin 5
int valor_pwm = 0;      //recoge el valor que se le asignará a
                          //la salida PWM

void setup() {
  // Se inicializan los pines como salidas o entradas
  pinMode(regulador, INPUT);
  pinMode(pwm, OUTPUT);
}

void loop() {
  // Se lee el valor marcado por el termostato
  valor_reg = analogRead(regulador);

  // Conversión del valor leído (tomara un valor entre 0 y 1023) a la
  // variable que después se asignará a la salida (tomará un valor
  // entre 0 y 255), a la vez que se invierte el orden.
  valor_pwm = map(valor_reg, 0, 1023, 255, 0);

  analogWrite(pwm, valor_pwm); //se asigna valor a la salida
}

```

Código 2. Conversión de señal analógica a PWM

En cuanto al conexionado de la placa Arduino Uno, se puede observar en la Figura 54, de manera simplificada. En este esquema, V_{in} representa el polo positivo la señal proveniente del

regulador de temperatura y PWM representa el polo positivo de la señal de salida. Los polos negativos de ambas señales se conectarán a tierra (pin GND en la placa).

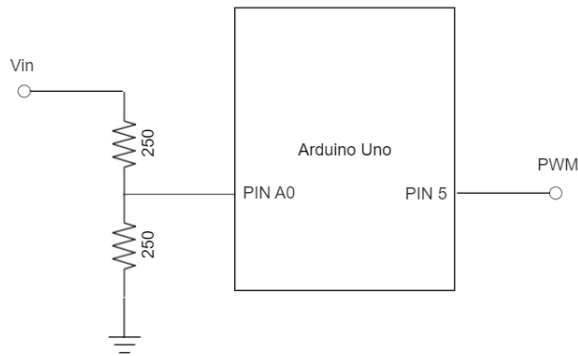


Figura 54. Esquema del conexionado de la placa Arduino Uno Rev3 (Fuente: elaboración propia).

Una vez ha quedado definido el comportamiento de la placa Arduino, se procederá a diseñar el control PID en Matlab y ha realizar simulaciones con Simulink. Al igual que se hizo con la instalación existente, se utilizará el modelo mixto para simular. Este modelo, de todas formas, será distinto al anterior, debido a las nuevas características del regulador. El diagrama de Simulink correspondiente a la instalación mejorada se puede ver en la Figura 55. El bloque T(s) de este diagrama es el desarrollado en el apartado de modelo térmico del sistema, y por tanto idéntico al utilizado para obtener los patrones de funcionamiento originales. En este nuevo diagrama aparecen dos bloques de control, Cd(z) y Crd(z), que permiten implementar un control con dos grados de libertad. A la salida del control hay una saturación en el mando, para que nunca supere los 10V ni tome valores negativos. También hay un retardo de cálculo, un muestreador y un retenedor, todos ellos con un tiempo de muestreo igual al del control. Por último, aparece un nuevo bloque, B(s), que es el encargado de transformar el valor del mando en un valor de caudal, que será el que circule por cada radiador. Por tanto, dentro de este bloque se ven representadas las acciones de la placa Arduino Uno y la bomba del sistema de calefacción.

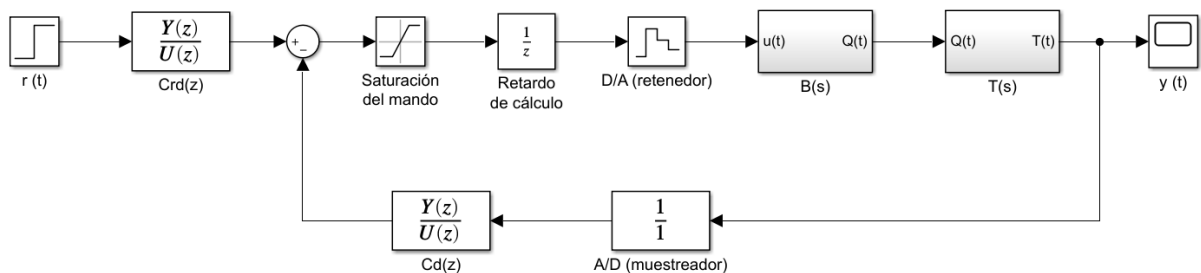


Figura 55. Modelo mixto para la simulación de la instalación mejorada (Fuente: elaboración propia).

Debido a que el bloque B(s) es parte de la planta, ha de ser definido antes de poder diseñar el control. Para ello, primero hay que transformar el mando del control en un porcentaje o tanto por uno que represente la señal PWM que llegaría a la bomba. Después, habría que convertir el porcentaje de dicha señal en la velocidad de la bomba que le corresponda. Y, finalmente, buscar qué caudal corresponde a cada velocidad. Estos procesos se simularán de una manera simplificada, sin entrar en el comportamiento mecánico. Por ejemplo, en la conversión de tensión

a pulso PWM, no se recrearán los pulsos en sí, si no que se transformará la señal a un porcentaje, mediante una ganancia apropiada. A este porcentaje le corresponderá una velocidad, que se determinará mediante el uso de condicionales, intentando recrear la curva de la Figura 53, mostrada anteriormente. La obtención del caudal, sin embargo, no será tan sencilla. Esto se debe a que la curva característica de la bomba (Figura 56), que relaciona altura con caudal, es distinta para cada velocidad, y únicamente son conocidas las curvas para unas velocidades concretas. Aún así, se recogen curvas para bastantes velocidades, por lo que no sería complicado interpolar para obtener resultados intermedios. Eso sí, no basta con conocer la curva para conocer el caudal, si no que también es necesario saber la altura manométrica. Para conocer esta altura, habría que calcular el punto de equilibrio del sistema de calefacción para cada una de esas curvas. Una vez se hayan calculado los distintos puntos de equilibrio, se podrá relacionar cada velocidad de giro con un caudal.

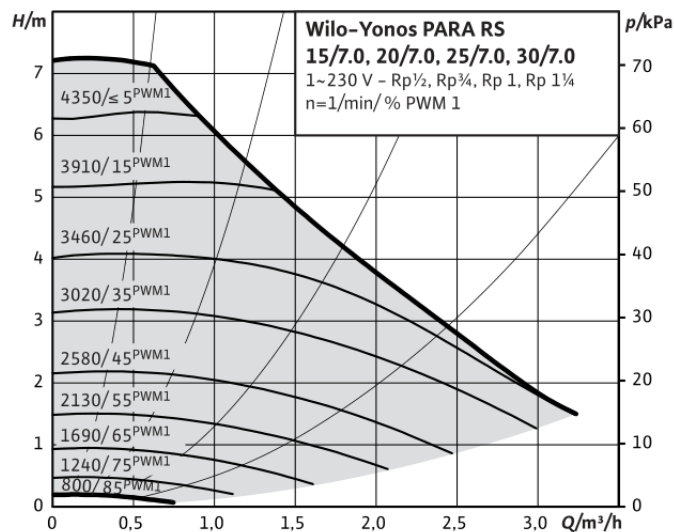


Figura 56. Curva característica de la serie «Yonos Para RS - PWM1» (Fuente: hoja de características).

Para calcular los distintos puntos de equilibrio se recurrirá al modelo hidráulico de la instalación. Para ello, lo primero es introducir las curvas características de cada velocidad en Epanet. Se tomarán cuatro coordenadas de cada curva en la Figura 56, y con ellas se determinará la curva correspondiente en Epanet para cada valor de PWM, desde 5 a 85. Los valores de estas coordenadas se recogen en la Tabla 16. Con estos valores se pueden recrear las nueve curvas características en Epanet.

Una vez determinadas las curvas, basta con simular en Epanet para ver que caudal le corresponde a cada una de las velocidades. Pero, antes de eso, convendría equilibrar el sistema de nuevo para la nueva bomba, es decir, ajustar de nuevo los valores de consigna de los detentores en el modelo. Hay que tener en cuenta, eso sí, que el sistema de calefacción sólo se puede equilibrar para una de las curvas. De esta manera, el equilibrado únicamente será preciso para una velocidad en concreto, y cuanto más se acerque la bomba a dicha velocidad, más equilibrado estará el sistema. Es importante, entonces, elegir la velocidad más adecuada para la cual realizar el equilibrado. Se pueden seguir dos criterios distintos a la hora de tomar esta decisión: o bien elegir la curva que esté en un punto intermedio entre las de velocidad más alta y más baja, o bien elegir la curva correspondiente a la velocidad en torno a la que se establezca el control, ya que será a esa velocidad a la que más tiempo estará funcionando la bomba. Como de momento no se puede saber qué velocidad será la más frecuente cuando la bomba esté en uso, se optará

	Q (m^3/h)	Q (LPS)	H (m)
PWM \leq 5	0.6	0.17	6.4
	1.2	0.33	5.6
	1.8	0.50	4.2
	2.4	0.67	2.9
PWM = 15	0.5	0.14	5.2
	1.2	0.33	5.2
	1.8	0.50	4.2
	2.4	0.67	2.9
PWM = 25	0.4	0.11	4.1
	1.0	0.28	4.0
	1.7	0.47	3.6
	2.4	0.67	2.8
PWM = 35	0.4	0.11	3.2
	0.9	0.25	3.1
	1.5	0.42	2.8
	2.2	0.61	2.3
PWM = 45	0.3	0.08	2.2
	0.7	0.19	2.1
	1.2	0.33	1.9
	1.8	0.50	1.6
PWM = 55	0.3	0.08	1.5
	0.6	0.17	1.4
	1.0	0.28	1.3
	1.5	0.42	1.1
PWM = 65	0.2	0.06	1.0
	0.5	0.14	1.0
	0.8	0.22	0.8
	1.2	0.33	0.6
PWM = 75	0.2	0.06	0.5
	0.3	0.08	0.5
	0.6	0.17	0.5
	0.8	0.22	0.3
PWM = 85	0.1	0.03	0.2
	0.2	0.06	0.2
	0.4	0.11	0.2
	0.6	0.17	0.1

Tabla 16. Coordenadas para las distintas curvas características de la bomba, clasificadas por el valor PWM que le corresponde a cada una (Fuente: elaboración propia).

por la primera alternativa. Aunque aquí, de nuevo, aparecen varias opciones. Por un lado, la velocidad situada en el medio sería la correspondiente a una señal PWM1 de 50 %, y las curvas de las que se dispone y estarían próximas son las de 45 % y 55 %. Por otro lado, al observar las curvas de la Figura 56, da la impresión de que la curva intermedia sería la correspondiente a un PWM del 35 %, ya que, a medida que aumenta el valor de PWM, aumenta la proximidad entre curvas. Por ello, esta última será la opción seleccionada. El proceso de cálculo de las consignas adecuadas para lograr un sistema equilibrado ya se explicó con detalle en el apartado

de «Equilibrado del sistema de calefacción», y se mantendrá igual, únicamente cambiando la ecuación que relaciona altura manométrica y caudal en la bomba. La nueva ecuación será también una recta, correspondiente a un segmento de la curva característica para PWM = 35 % tal y como aparece en Epanet. Esta curva puede verse en la Figura 57, y al simularse el modelo, con el equilibrado que se había realizado para la anterior bomba, se obtiene un caudal en la nueva bomba de 0.35 l/s. Además, el sistema se mantiene relativamente bien equilibrado, si bien hay pequeñas diferencias de caudal entre los radiadores más alejados y los más cercanos a la bomba. Esto es una buena indicación de que el punto de trabajo de la nueva bomba no variará mucho una vez se equilibre de nuevo el sistema. Por ello, la ecuación que relacione altura y caudal (Ecuación 62) será la correspondiente al segmento en el que se encuentra el caudal de 0.35 l/s.

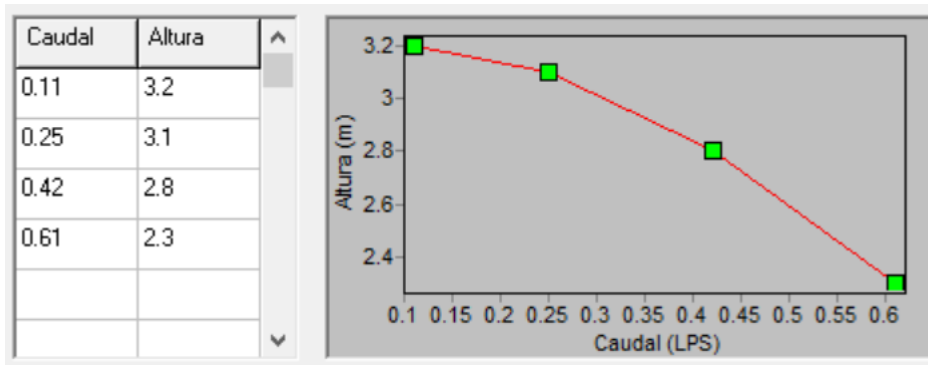


Figura 57. Curva característica para PWM = 35 % (Fuente: elaboración propia).

$$h_{bomba} = 3,541 - 1,765 \cdot Q_{bomba} \quad (62)$$

Esta ecuación sólo es válida si el caudal se encuentra entre 0.25 y 0.42 l/s. Si al equilibrar el sistema el caudal quedase fuera de este intervalo, habría que determinar una nueva ecuación para el intervalo en el que se encuentre el punto de trabajo de la bomba. Con esta ecuación, y utilizando el mismo proceso de cálculo que cuando se equilibró para la bomba original, se obtienen unos nuevos valores para las consignas de los detentores, que se recogen en la Tabla 17. El caudal en la bomba que resulta de estos ajustes es 0.35062 l/s, el cual se encuentra dentro del intervalo establecido.

Nº Válvula	<i>K</i>
101	626.25
103	510.33
105	219.53
107	115.10
109	115.10
111	296.71
113	157.13
115	21.47
117	3.46
119	502.26

Tabla 17. Valores de los coeficientes de pérdidas menores de cada detentor para un equilibrado con PWM = 35 % en la bomba (Fuente: elaboración propia).

Se puede ver como, de nuevo, se han realizado varias iteraciones hasta lograr que el valor de la consigna de la válvula 117 sea lo más cercano posible a 3.45, que implicaría que se encuentra completamente abierta. Una vez obtenidos los valores para todas las válvulas, se han de introducir en el modelo de Epanet, para poder calcular ya los puntos de operación de la bomba para cada velocidad. Los resultados de las simulaciones se recogen en la Tabla 18, además de estar representados en la Figura 58. En esta figura, también está representada la línea de tendencia (discontinua roja) junto con la ecuación que la define. Esta será la ecuación utilizada para relacionar los valores de PWM entre 5 y 85 con el caudal que les corresponda. También se comprobó en las distintas simulaciones que el sistema se mantuviese equilibrado, e incluso para las velocidades más alejadas de la correspondiente a 35 % PWM, se mantenía suficientemente bien, con apenas una pequeña diferencia entre los radiadores más cercanos a la bomba y los más alejados.

PWM (%)	Q (LPS)
5	0.45
15	0.44
25	0.4
35	0.35
45	0.28
55	0.23
65	0.18
75	0.13

Tabla 18. Caudales en la bomba para cada valor de PWM (Fuente: elaboración propia).

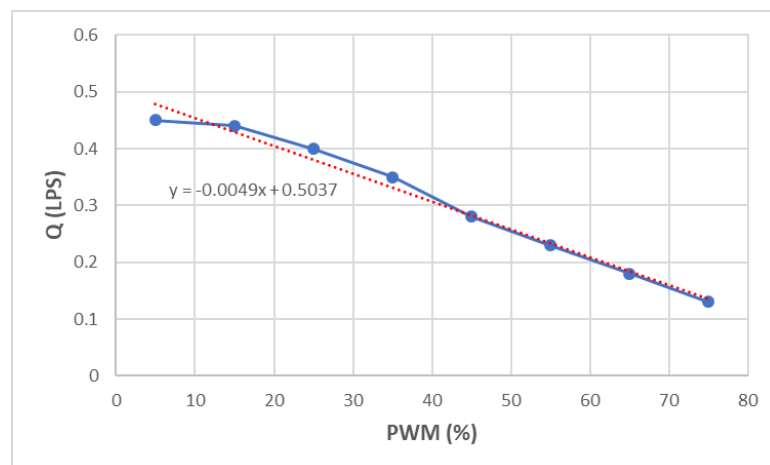


Figura 58. Representación gráfica de los datos de la Tabla 18, junto con su línea de tendencia y la ecuación que le corresponde (Fuente: elaboración propia).

Con esta información, ya se pueden determinar los componentes internos del bloque B(s). El diagrama se muestra en la Figura 59. Desplazándose de izquierda a derecha por dicho diagrama, lo primero que se encuentra es una ganancia de valor -10 y la suma de una constante de valor 100. La función de estos dos componentes es transformar el voltaje de entrada (que estará entre 0 y 10V) en un porcentaje, a la vez que se invierten los valores. Esto resulta en la señal PWM, que entra al siguiente bloque del diagrama, del que sale una señal que representa el caudal en la bomba en LPS. El proceso interno de dicho bloque se puede ver en la Figura 60, donde se

en torno a un caudal de 0.22 LPS, que es aproximadamente la mitad del caudal máximo. Este caudal se corresponde con un valor de PWM de 57, aproximadamente.

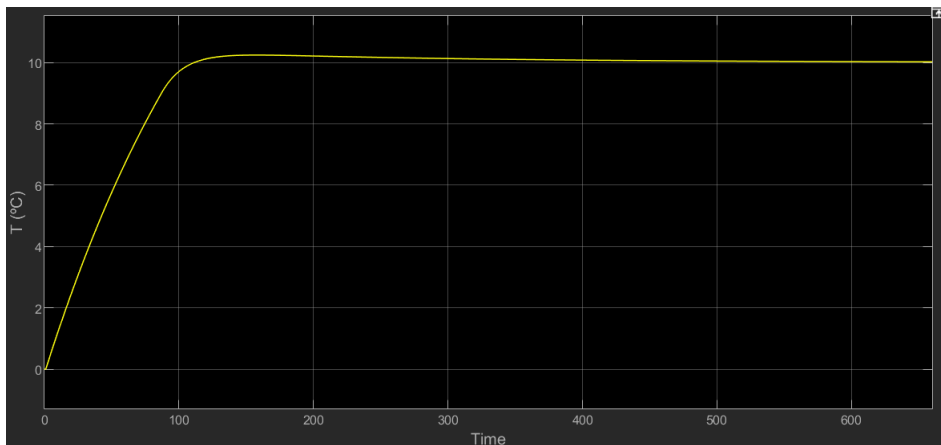


Figura 61. Evolución en el tiempo de la diferencia entre la temperatura interior y la exterior (Fuente: elaboración propia).

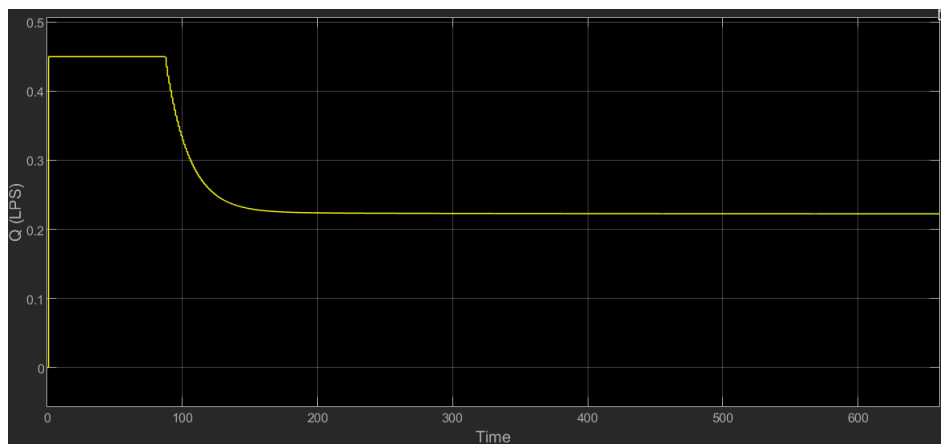


Figura 62. Evolución en el tiempo del caudal que da como resultado la Figura 61 (Fuente: elaboración propia).

2.2.3. Consumo energético de la nueva bomba

El cálculo del consumo energético anual de la nueva bomba se basará en simular los mismos tres escenarios que se describieron en el subapartado «Patrones de funcionamiento». Para cada uno de estos escenarios se obtendrá una curva de la evolución en el tiempo de la velocidad de la bomba, y usando esa información junto con las curvas de potencia (Figura 63) obtenidas de la hoja de características, se podrá calcular el consumo diario de cada escenario. Y, al igual que se hizo con la anterior bomba, basta con multiplicar dichos consumos por el número de días correspondientes para obtener el consumo anual.

- **Escenario 1:** resumiendo la información que ya se desarrolló en el apartado «Patrones de funcionamiento de la bomba», este escenario tiene una duración de 80 días, la temperatura ambiente inicial es de 18 °C, el punto de ajuste serán 21 °C y estará encendida un total de 8 horas (480 minutos). Al ser la temperatura inicial 18 °C, hay que esperar a que el sistema alcance dicha temperatura antes de comenzar a contabilizar los 480 minutos de

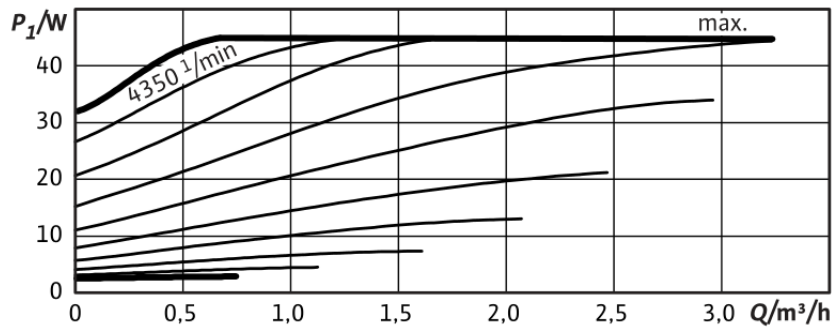


Figura 63. Curvas de potencia consumida por la nueva bomba del circuito de calefacción en función de su caudal y velocidad de rotación (Fuente: hoja de características).

funcionamiento, por lo que se simularán 600 minutos. En la Figura 64 se puede observar la evolución de la temperatura durante el tiempo de simulación. En el minuto 74.5 se alcanzan los 8 °C de diferencia de temperatura, y por tanto se empezará a contabilizar el consumo de la bomba a partir de ese instante y hasta el minuto 554.5, ocho horas después. La evolución de la velocidad de rotación de la bomba se puede observar en la Figura 65. Se puede ver que la bomba se encuentra funcionando a máxima velocidad (4350 rpm) hasta el minuto 107.5 (33 si se empieza a contar desde el minuto 74.5). Después su velocidad desciende rápidamente hasta que en el minuto 210 (102.5 han pasado desde el minuto 107.5) alcanza la velocidad de funcionamiento que mantendrá durante el resto de la simulación, que será de 2380 rpm (la media entre el valor en el minuto 210, 2393 rpm, y el valor final, 2368 rpm.). Por tanto, podría dividirse la curva en tres secciones, siendo la primera y la tercera de velocidad constante, y la intermedia de transición. Para simplificar los cálculos, la fase de transición se asumirá también de velocidad constante, haciendo la media entre el valor inicial y el final de dicho segmento. Estos valores serían 4350 rpm y 2393 rpm, resultando la media 3371 rpm.

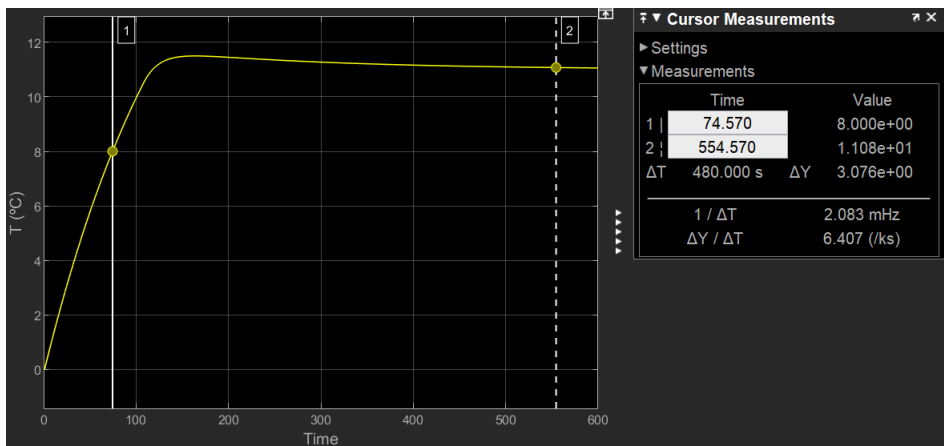


Figura 64. Evolución en el tiempo de la temperatura en el escenario 1 (Fuente: elaboración propia).

Ahora que se conocen los valores de velocidad media para cada una de las tres secciones, se necesitan los valores de caudal correspondientes, para así poder calcular la potencia consumida, utilizando la gráfica de la Figura 63. Estos valores se obtendrán de la curva de caudal que se puede obtener de la simulación, y serán, en m^3/h : 1.62, 1.26 y 0.89 respectivamente. Se calcularán ahora los valores de potencia que corresponden a estas coordenadas, recurriendo a la interpolación para aquellas velocidades que no tengan curva

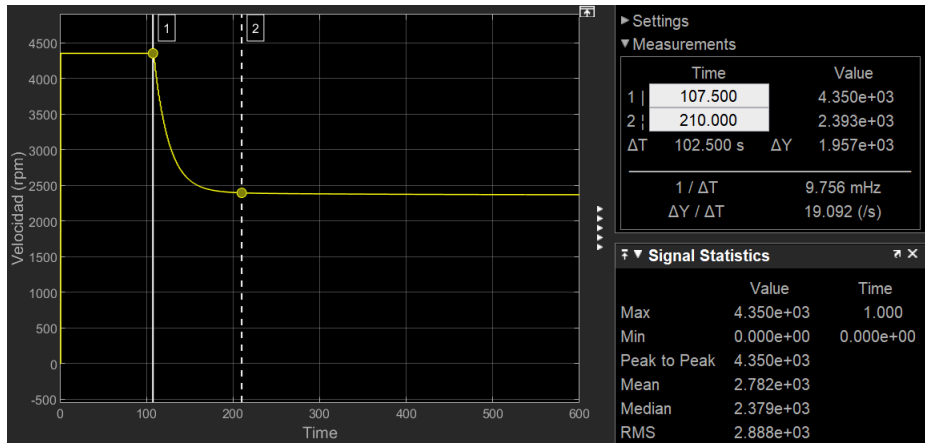


Figura 65. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 1 (Fuente: elaboración propia).

propia. Los puntos significativos para calcular las interpolaciones se ven reflejados en la Figura 66. Una vez hechas las interpolaciones, las potencias para cada sección son, respectivamente, las siguientes: 45 W, 29.38 W y 12.22 W.

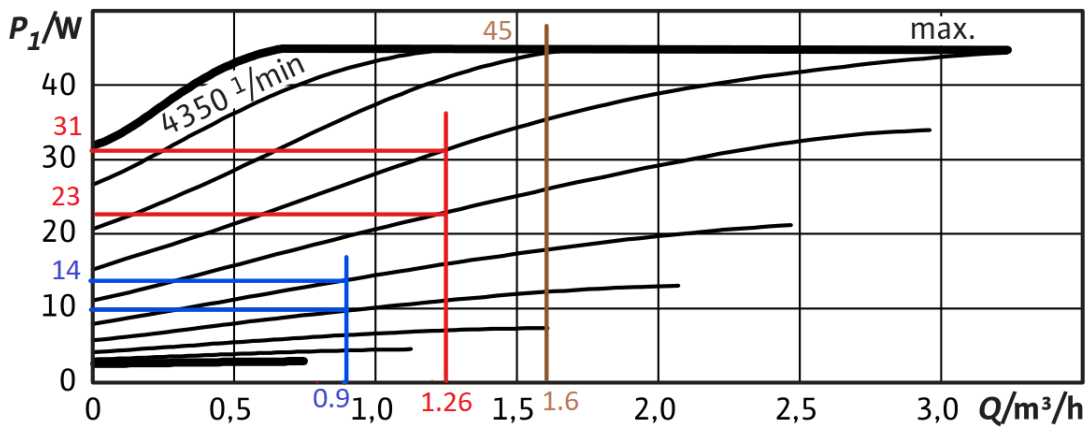


Figura 66. Cálculo de la potencia para cada caudal, escenario 1 (Fuente: elaboración propia).

Multiplicando ahora estas potencias por el tiempo que dura cada sección, se obtiene la energía consumida diariamente en este escenario. Y, al multiplicar este consumo por el número de días, se obtiene la energía consumida a lo largo de todo el escenario 1.

$$E_{consumida, diaria} = 0,045 \cdot \frac{33}{60} + 0,02938 \cdot \frac{102,5}{60} + 0,01222 \cdot \frac{344,5}{60} = 0,145 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (63)$$

$$E_{escenario 1} = 0,145 \cdot 80 = 11,61 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (64)$$

- Escenario 2:** en este escenario la duración es de 72 días, la temperatura ambiente inicial es de 15 °C, el punto de ajuste serán 20 °C y estará encendida un total de 11 horas (660 minutos). De nuevo, al ser la temperatura inicial 15 °C, hay que esperar a que el sistema alcance dicha temperatura antes de comenzar a contabilizar los 660 minutos de encendido. En la Figura 67 se puede observar que dicha temperatura se alcanza en el minuto 42.5, y por tanto se empezará a contabilizar el consumo de la bomba a partir de ese instante y

hasta el minuto 702.5, once horas después. La evolución de la velocidad se puede observar en la Figura 68. En dicha gráfica se puede observar que la bomba se encuentra funcionando a máxima velocidad (4350 rpm) hasta el minuto 86.5 (44 si se empieza a contar desde el minuto 42.5). Después su velocidad desciende rápidamente hasta que en el minuto 200 (157.5 si se empieza a contar desde el minuto 42.5) alcanza la velocidad de funcionamiento que mantendrá durante el resto de la simulación, que será de 2157 rpm (la media entre el valor en el minuto 200, 2164 rpm, y el valor final, 2150 rpm.). Por tanto, podría dividirse la curva en tres secciones, siendo la primera y la tercera de velocidad constante, y la intermedia de transición. Para simplificar los cálculos, la fase de transición se asumirá también de velocidad constante, haciendo la media entre el valor inicial y el final de dicho segmento. Estos valores serían 4350 rpm y 2164 rpm, resultando la media 3257 rpm.

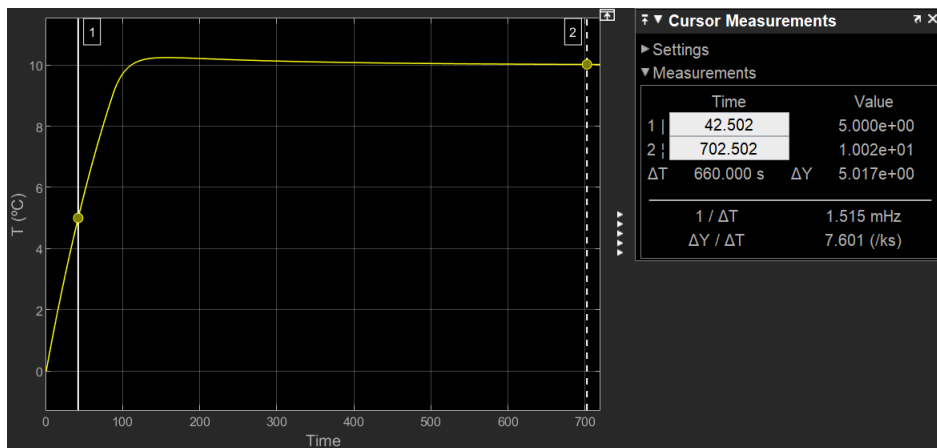


Figura 67. Evolución en el tiempo de la temperatura en el escenario 2 (Fuente: elaboración propia).

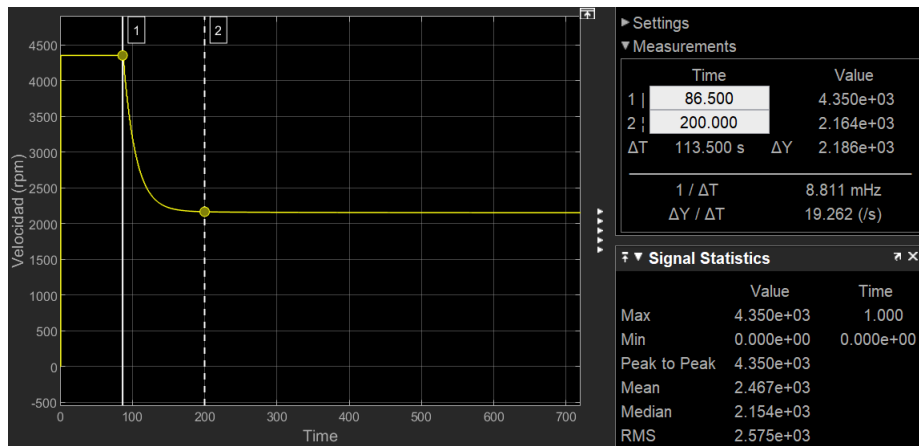


Figura 68. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 2 (Fuente: elaboración propia).

Una vez se tienen los valores de velocidad para cada una de las tres secciones, se necesitan los valores de caudal correspondientes para poder obtener la potencia de la gráfica de la Figura 63. Estos valores se obtendrán de la curva de caudal que se puede obtener de la simulación, y serán, en m^3/h : 1.62, 1.21 y 0.80 respectivamente. Se calcularán ahora los valores de potencia que corresponden a estas coordenadas, recurriendo a la interpolación para aquellas velocidades que no tengan curva propia. Los puntos significativos para

calcular las interpolaciones se ven reflejados en la Figura 69. Una vez hechas las interpolaciones, las potencias para cada sección son, respectivamente, las siguientes: 45 W, 26.85 W y 9.24 W.

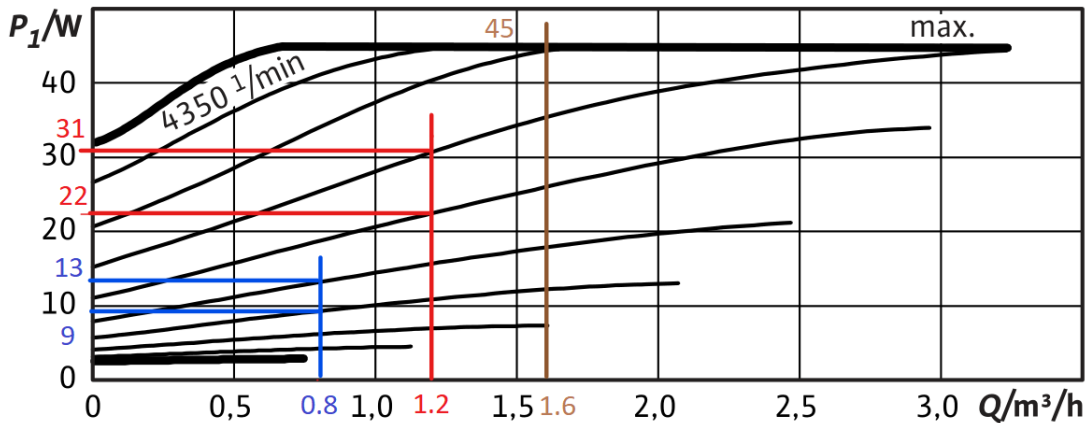


Figura 69. Cálculo de la potencia para cada caudal, escenario 2 (Fuente: elaboración propia).

Multiplicando ahora estas potencias por el tiempo que dura cada sección, se obtiene la energía consumida diariamente en este escenario. Y, al multiplicar este consumo por el número de días, se obtiene la energía consumida a lo largo de todo el escenario 2.

$$E_{consumida, diaria} = 0,045 \cdot \frac{44}{60} + 0,02685 \cdot \frac{113,5}{60} + 0,00924 \cdot \frac{502,5}{60} = 0,161 \text{ kW} \cdot h \quad (65)$$

$$E_{escenario 2} = 0,161 \cdot 72 = 11,60 \text{ kW} \cdot h \quad (66)$$

- Escenario 3:** este escenario dura tan solo 3 días, la temperatura ambiente inicial es de 10 °C, el punto de ajuste serán 20 °C y estará encendida un total de 11 horas (660 minutos). Con estos datos, la evolución temporal de la velocidad de la bomba es la que se puede ver en la Figura 70. Esta gráfica es idéntica a la correspondiente al escenario 2, sólo que se empieza a contar desde el instante 0. Por tanto, se vuelve a poder dividir la gráfica en las mismas tres secciones, durando la primera (velocidad máxima) 86.5 minutos, la segunda (transición) 113.5 y la tercera (2157 rpm) 460 minutos. Las potencias instantáneas consumidas en cada segmento también son iguales al anterior escenario, por lo que el cálculo de la energía consumida es bastante inmediato.

$$E_{consumida, diaria} = 0,045 \cdot \frac{86,5}{60} + 0,02685 \cdot \frac{113,5}{60} + 0,00924 \cdot \frac{460}{60} = 0,187 \text{ kW} \cdot h \quad (67)$$

$$E_{escenario 3} = 0,187 \cdot 3 = 0,56 \text{ kW} \cdot h \quad (68)$$

Con esto, ya han quedado determinados los consumos energéticos de los tres escenarios, y solo resta calcular la energía que se consumiría anualmente con la nueva bomba y termostato.

$$E_{consumida, anual} = 11,61 + 11,60 + 0,56 = 23,77 \text{ kW} \cdot h \quad (69)$$

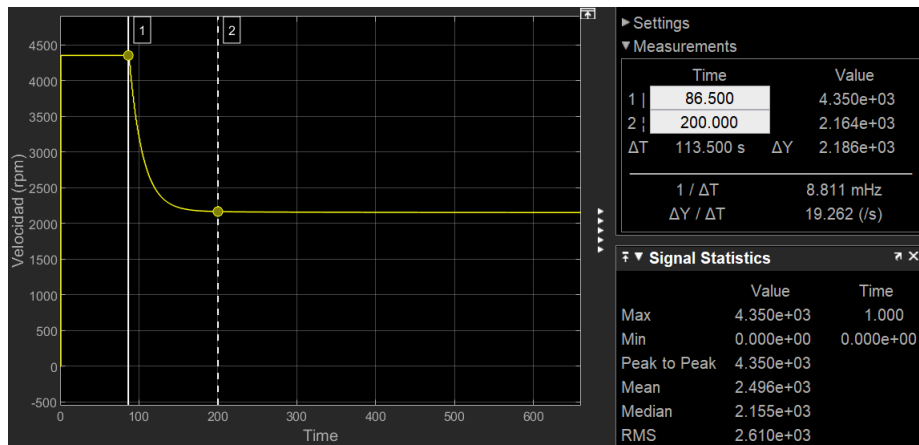


Figura 70. Evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba para el escenario 3 (Fuente: elaboración propia).

2.3. Comparativa entre el sistema actual y el nuevo

En esta sección se compararán los resultados obtenidos de las simulaciones del sistema actual con las del sistema nuevo, para poder ver de forma clara la mejoría resultante de aplicar los cambios propuestos en este proyecto. Primero se compararán las respuestas temporales y después los consumos energéticos.

2.3.1. Respuestas temporales

Se comenzará, entonces, analizando las respuestas temporales de ambos modelos. La atención se pondrá sobre la evolución de la temperatura ambiente y la del caudal en la bomba. Las condiciones de simulación serán las mismas para ambos modelos, y serán las correspondientes al escenario tres. Esto es: temperatura de ajuste igual a 20°C, temperaturas inicial y exterior iguales a 10°C y duración de la simulación 660 minutos. El objetivo no es tanto estudiar este escenario, si no comparar la respuesta de ambos modelos a la misma situación, usando un ejemplo basado en la realidad.

Primero se comparará la evolución del caudal de la bomba del sistema actual con la del nuevo. Para poder apreciar mayor detalle, en las gráficas únicamente se van a mostrar los primeros 300 minutos de la simulación, ya que a partir de ahí se repite el patrón en el caso del sistema actual y el sistema nuevo se ha estabilizado y alcanzado su valor final. En la Figura 71 se recoge la evolución en el tiempo de ambos caudales.

Se puede apreciar que al principio ambas bombas entregan su máximo caudal, si bien el caudal en el nuevo sistema es ligeramente menor que el anterior. Esto se debe a que el equilibrado de los radiadores se cambió para la nueva bomba, y se hizo teniendo en cuenta una velocidad de giro intermedia en lugar de la máxima. Por tanto, cuando la bomba nueva gira a velocidad máxima, se encuentra mayor resistencia (las pérdidas son mayores) que la que encuentra la bomba actual. Después de funcionar a máximo caudal, y una vez que la temperatura ambiente se ha acercado lo suficiente al valor de consigna, se empieza a reducir el caudal entregado. En el caso del sistema actual esto se consigue apagando y encendiendo la bomba por intervalos, reduciendo el caudal medio, mientras que el sistema nuevo actúa sobre la velocidad de la bomba, y, por tanto, reduce directamente el caudal. Una vez ambos sistemas alcanzan la temperatura deseada, se estabilizan en su funcionamiento. El sistema actual pasa a mantener la bomba el mismo tiempo encendida que apagada, alternando ciclos al 60 % de funcionamiento con ciclos al

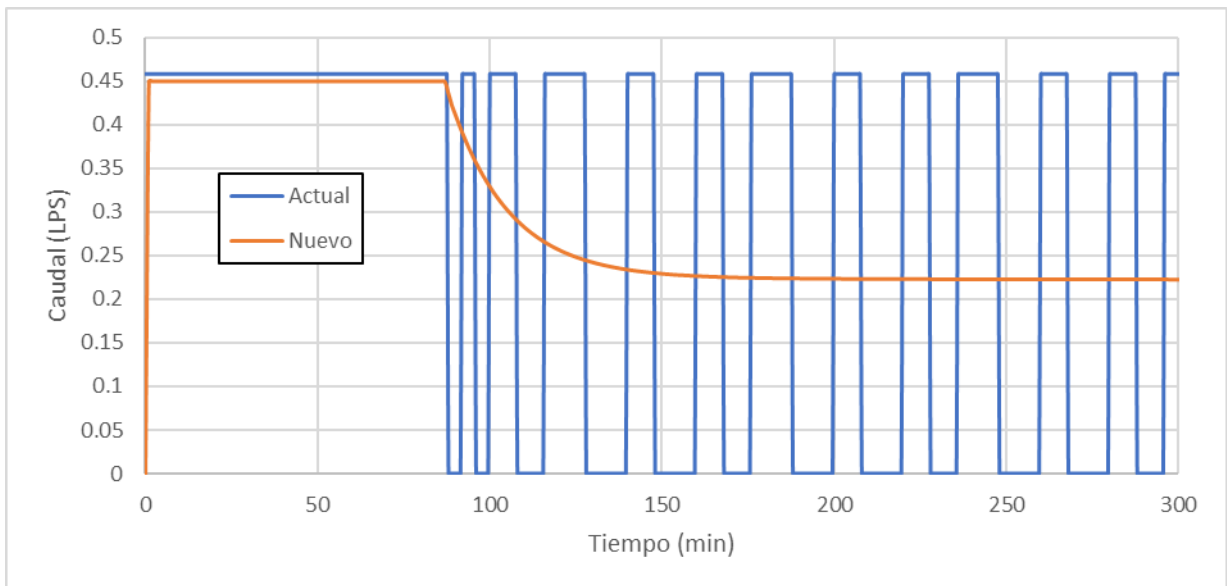


Figura 71. Comparación de la evolución temporal del caudal de la bomba entre el sistema actual y el nuevo (Fuente: elaboración propia).

40 %, de tal manera que el valor medio sea 50 %. En el sistema nuevo, sin embargo, se reduce directamente el caudal a la mitad (aproximadamente).

En las siguientes gráficas (figuras 72 y 73) se muestra como afecta el caudal de la bomba a la temperatura ambiente en ambos sistemas. En la Figura 72 se ve como los cambios bruscos de caudal resultan en una temperatura que oscila bastante, aunque siempre dentro de una banda de 1°C de ancho, entre los 9.1°C y 10.1°C. Además, la temperatura media alcanzada son 9.6°C en lugar de 10°C, que es lo que se busca. Por el contrario, y como se puede ver en la Figura 73, el sistema nuevo sí que alcanza los 10°C aproximadamente y se mantiene perfectamente estable.

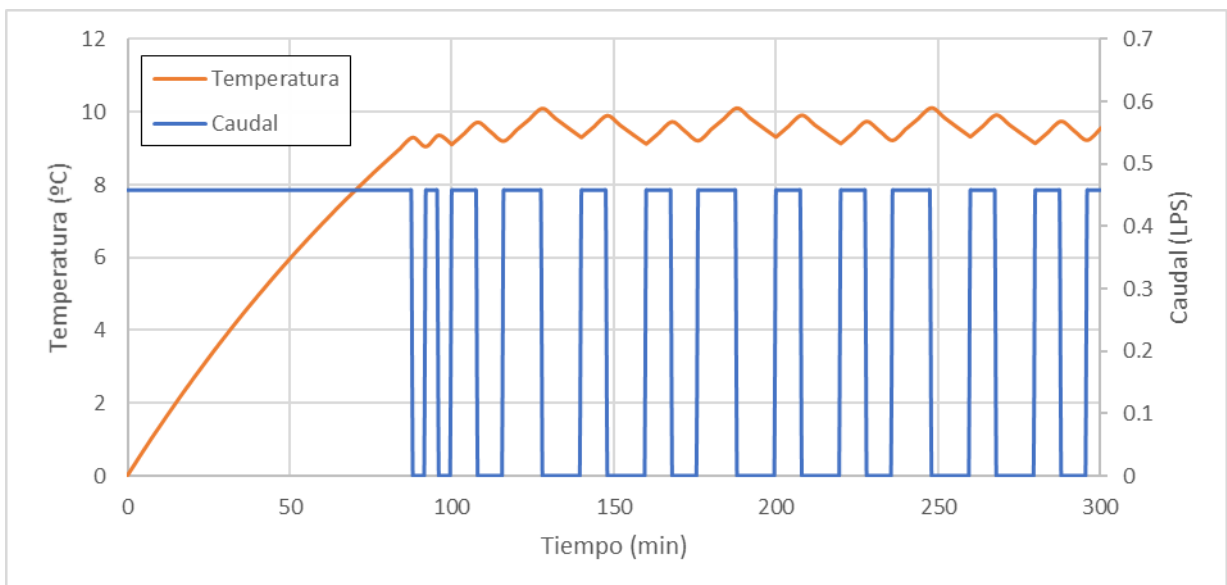


Figura 72. Evolución de caudal y temperatura en el sistema actual (Fuente: elaboración propia).

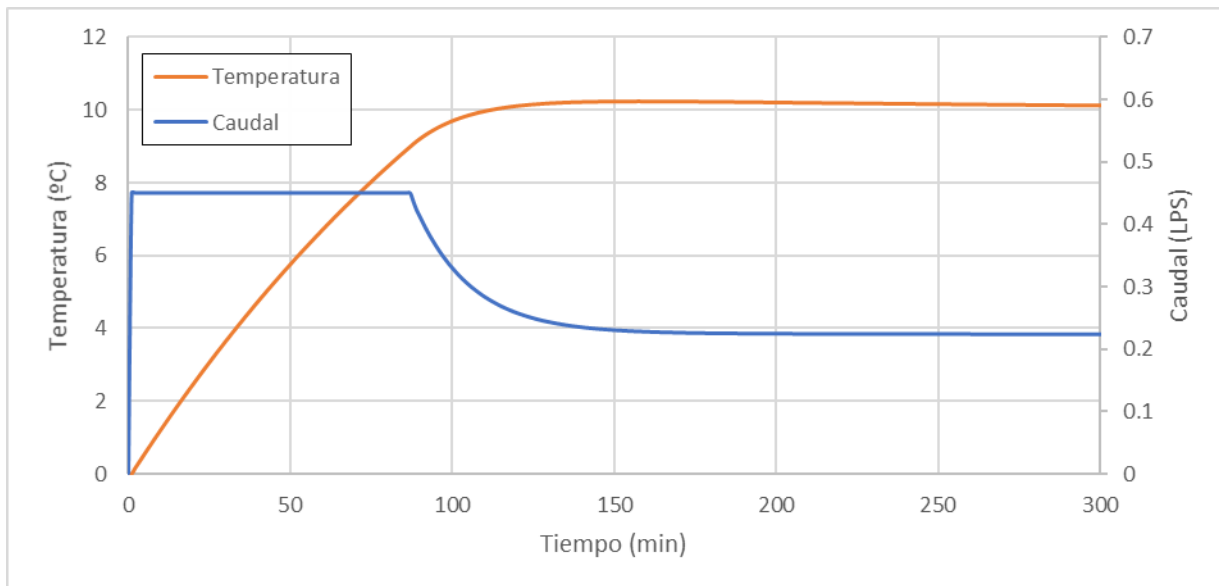


Figura 73. Evolución de caudal y temperatura en el sistema nuevo (Fuente: elaboración propia).

Finalmente, en la Figura 74, se comparan las temperaturas obtenidas con cada sistema. Aquí es donde más clara se ve la diferencia entre los resultados de ambos reguladores, actual y nuevo. Al principio las curvas prácticamente se solapan, ya que ambas bombas se encuentran funcionando a máxima velocidad (la pequeña diferencia que hay se explica por la diferencia entre caudales máximos de ambos sistemas), pero después el nuevo sistema alcanza la temperatura deseada mucho antes, y se mantiene estable ahí, mientras que el sistema actual no la llega a alcanzar del todo (al menos de media) y está en continua oscilación.

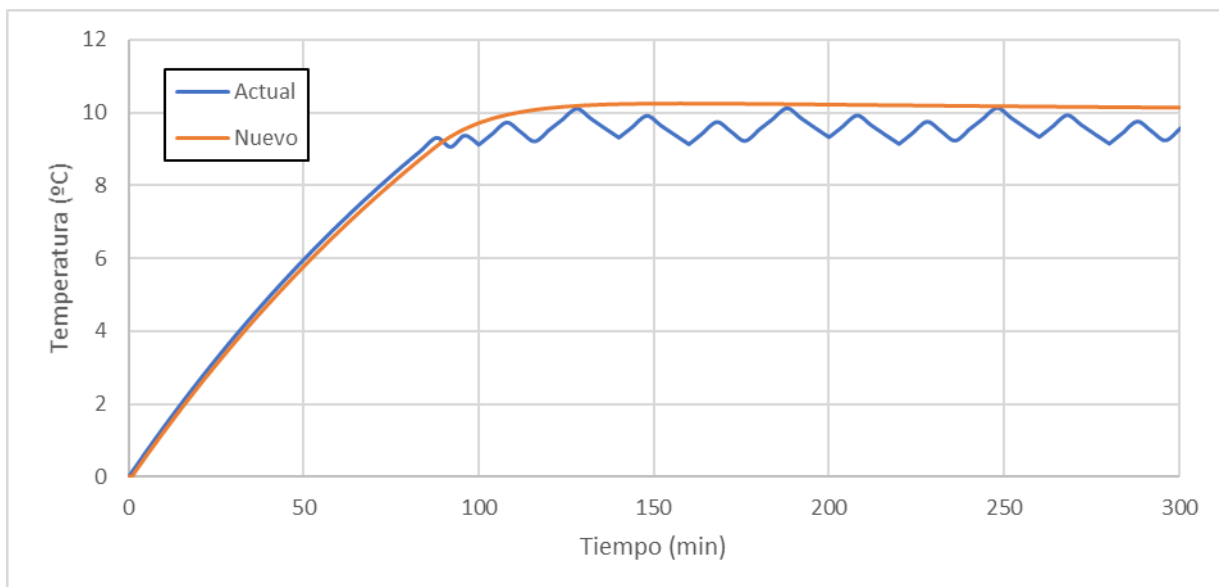


Figura 74. Comparación de la evolución temporal de la temperatura entre el sistema actual y el nuevo (Fuente: elaboración propia).

2.3.2. Consumos energéticos

Ahora se pasará a comparar los consumos energéticos. En la Tabla 19 se recogen estos consumos separados por escenarios, tanto consumo diario como agregado durante la duración

de cada escenario, así como el consumo anual total para cada uno de los sistemas. Todos estos datos fueron calculados en apartados anteriores.

	Días	$E_{sistema\ actual} (kW \cdot h)$		$E_{sistema\ nuevo} (kW \cdot h)$	
		Diaria	Total	Diaria	Total
Escenario 1	80	0.195	15.60	0.145	11.61
Escenario 2	72	0.249	17.93	0.161	11.60
Escenario 3	3	0.267	0.80	0.187	0.56
Anual	155	–	34.33	–	23.77

Tabla 19. Consumo energético de los sistemas actual y nuevo (Fuente: elaboración propia).

Los datos de esta tabla también se han representado en la Figura 75, donde se puede visualizar claramente la diferencia de consumos de ambos sistemas. Si se compara el consumo anual total del nuevo sistema con respecto al actual, se puede apreciar una reducción de $10.56 kW \cdot h$, lo cual supone un ahorro energético del 30.8 %.

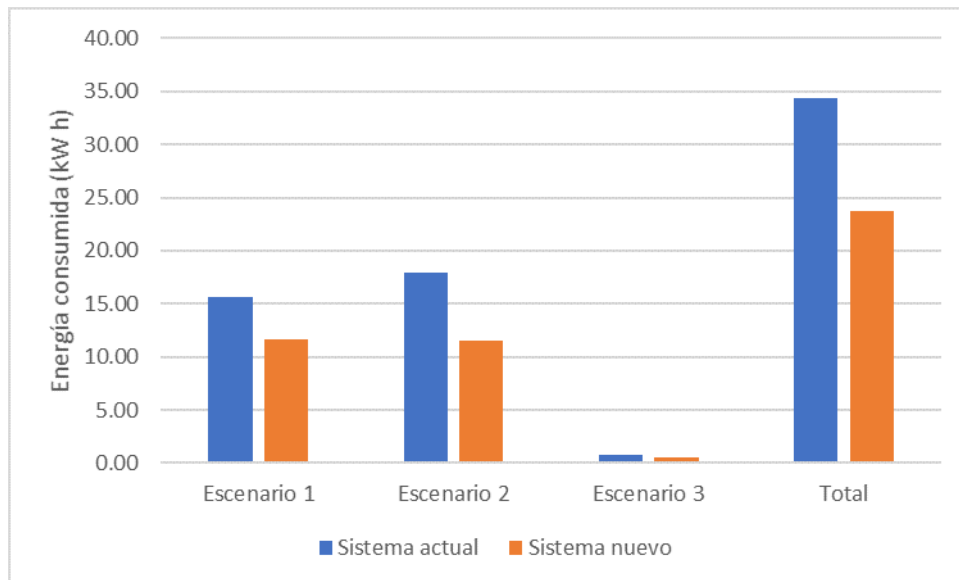


Figura 75. Comparación de los consumos energéticos de los sistemas actual y nuevo (Fuente: elaboración propia).

Capítulo 3

Conclusiones

EN este capítulo se comentarán los resultados obtenidos, así como si se han cumplido los objetivos que se propusieron al inicio y que aportaciones nuevas se han hecho. El primer y más evidente comentario es que se ha logrado reducir sustancialmente (un 30.8 %) el consumo eléctrico de la bomba de circulación del sistema de calefacción, al menos en lo que respecta a las simulaciones. Se ha cumplido entonces con creces con el primero de los objetivos, que era reducir el consumo energético de la bomba de circulación entre un 20 % y un 30 %. Falta por ver si esto supondrá algún tipo de ahorro económico a medio y largo plazo, ya que, aunque el ahorro energético de la nueva bomba respecto a su predecesora es muy significativo a nivel porcentual, el consumo de la bomba (sea la existente o la que se ha propuesto en este proyecto) representa un porcentaje muy pequeño del consumo eléctrico total de la vivienda. Además, el principal coste asociado a la caldera es llenar el depósito de gasóleo que alimenta a su quemador, órdenes de magnitud superior a cualquier gasto eléctrico. De todas formas, la manera en que funciona la nueva bomba seguramente conlleve también ahorro de gasóleo, ya que al quemador se le exigirá un aporte de calor más constante y homogéneo que hasta ahora. De esta manera, es probable que el principal ahorro que resulte de los cambios propuestos en este proyecto venga por parte del consumo de gasóleo de la caldera. El estudio del quemador, de todas formas, queda fuera de lo contemplado en este proyecto.

De todas formas, aunque el ahorro energético y económico directos puedan ser pequeños, al tratarse de bombas de pequeño tamaño, lo que sí se ha logrado es aumentar el nivel de confort sustancialmente. El calor aportado por los radiadores con el nuevo sistema es mucho más homogéneo y constante, en lugar de ser a intervalos. Esto permite que la temperatura ambiente en la casa sea mucho más estable y uniforme. Como beneficio añadido, el nuevo termostato tiene la opción integrada de programar horarios, o seleccionar umbrales de temperatura a partir de los cuales se encienda automáticamente, lo cual puede ser muy cómodo en temporadas frías. Además, con los componentes seleccionados en este proyecto, de decidirse realizar las modificaciones propuestas, estas no conllevarán ningún tipo de obra y se podrán realizar en un corto espacio de tiempo.

En conclusión, se han alcanzado los distintos objetivos, consiguiendo reducir el gasto energético, aumentar el confort y, además, haciéndolo todo de una manera no intrusiva, sin modificaciones que requieran obra o el cambio de piezas de gran tamaño.

Capítulo 4

Futuros desarrollos

EN este capítulo se propondrán distintas ideas que puedan expandir los temas tratados en este proyecto. Una manera de desarrollar este proyecto más allá de su estado actual sería estudiar el comportamiento del quemador. Lo primero, sería estudiar cómo afectaría el nuevo sistema a su rendimiento y funcionamiento. También ver cómo se comporta el control automático de la temperatura, y si es susceptible de ser mejorado. Del esquema eléctrico de la caldera se puede inferir que el regulador del quemador únicamente puede actuar sobre él a través de un interruptor. Esto significa que el control de temperatura de la caldera tendrá que ser muy similar al control actual del termostato, actuando a través de ciclos de marcha-paro. Podría ser interesante indagar en eso, ya que tal vez se pueda implementar un método de control que logre un ajuste gradual del quemador, en sustitución de un simple interruptor de marcha/paro. Implementar, por ejemplo, un control similar al que se ha diseñado en este proyecto para la bomba de circulación. Como ya se ha comprobado, este cambio resulta en importantes ahorros energéticos, que, de aplicarse también al quemador, supondrá una reducción significativa del consumo de gasóleo. Esto, a su vez, supondría importantes ahorros económicos y la reducción de la polución emitida por la caldera. En resumen, una manera de continuar el proyecto sería el estudiar el quemador de la caldera y diseñar un nuevo sistema de regulación de la temperatura del agua, con el objetivo de reducir el consumo de gasóleo, de tal manera que se reduzcan los costes económicos y medioambientales.

Un futuro desarrollo de gran interés sería añadir un elemento de domótica a la actual instalación. De esta manera, utilizando un nuevo controlador y una HMI (Interfaz Hombre-Máquina, por sus siglas en inglés) tipo panel táctil, se pueden desarrollar más opciones para el usuario. Estas podrían ser la activación y programación de la calefacción, tanto a través de la pantalla táctil, como a través de una aplicación móvil, lo que permita hacerlo a distancia, para que la casa esté a la temperatura deseada antes de llegar a ella, o para no tener que levantarse del sofá para cambiar la temperatura. Además, se podría desarrollar un algoritmo que, en base a datos históricos, tanto del uso de la calefacción, como de climatología (existen registros que recopilan datos meteorológicos desde hace décadas) o del precio de la luz, hagan predicciones a futuro que permitan estimar gastos u otros datos de interés. También podría ofrecer sugerencias, en base a usos pasados, que permitan mejorar la eficiencia o el confort de los usuarios.

Otra manera de desarrollar lo planteado en este proyecto, sería plantear la instalación de algún sistema de energía solar térmica en el tejado de la vivienda, para que complemente al circuito de calefacción o al de ACS (Agua Caliente Sanitaria). De esta manera, se le quitaría trabajo a la caldera, reduciendo así el consumo de gasóleo y apostando por energías renovables. Esto estaría en línea con una de las motivaciones iniciales para la realización de este proyecto,

que es reducir el impacto medioambiental del sistema de calefacción y ACS. Eso sí, esta mejora conllevaría instalaciones más costosas y para las que podría ser necesario tener que contratar mano de obra. A pesar de ello, las obras se realizarían sobre el tejado, y se haría uso del mismo circuito hidráulico (tuberías, radiadores, etc.) con apenas pequeñas variaciones para incorporar los nuevos elementos. Por tanto, seguirían sin ser obras completamente intrusivas que conlleven reformas de la vivienda a gran escala.

También se podrían aplicar las mejoras estudiadas para esta instalación a sistemas más grandes y de mayor consumo, como podrían ser bloques de viviendas. En esos casos, los ahorros energéticos serían mucho más significativos.

Capítulo 5

Objetivos de desarrollo sostenible

EN este capítulo se discutirá la relación de este proyecto con respecto a la agenda de desarrollo sostenible de las Naciones Unidas [11]. Hay un total de 17 objetivos de desarrollo sostenible, y se considera que el presente proyecto está en línea con los siguientes:

- **11. Ciudades y comunidades sostenibles:** de la cita que se recoge a continuación, extraída de la página web de las Naciones Unidas [12], se puede ver que es de gran importancia reducir el consumo de energía y las emisiones de carbono en entornos urbanos.

Las ciudades del mundo ocupan solo el 3 % de la tierra, pero representan entre el 60 % y el 80 % del consumo de energía y el 75 % de las emisiones de carbono.

Uno de los mayores consumidores de energía y emisores de carbono de las ciudades son los sistemas de calefacción, especialmente los que utilizan combustibles fósiles. Dado que en este proyecto se reduce el consumo eléctrico de la bomba de circulación y es muy probable que también se reduzca el consumo de gasóleo, y, por tanto, las emisiones de carbono, se considera que es un avance positivo en la dirección marcada por este objetivo.

- **12. Producción y consumo responsables:** recurriendo de nuevo a la página de las Naciones Unidas, en su sección sobre el objetivo 12 [13], se extrae la siguiente cita:

Los hogares consumen el 29 % de la energía mundial y, en consecuencia, contribuyen al 21 % de las emisiones de CO₂ resultantes.

Dado que uno de los objetivos de este proyecto es la reducción del consumo eléctrico del sistema de calefacción, representa también un avance en dirección al número 12 de los ODS (Objetivos de Desarrollo Sostenible).

- **13. Acción por el clima:** de la información aportada por la ONU respecto a este punto [14], se extraen las siguientes citas:

Las emisiones mundiales de dióxido de carbono (CO₂) han aumentado casi un 50 % desde 1990.

Si se adopta una amplia gama de medidas tecnológicas y cambios en el comportamiento, aún es posible limitar el aumento de la temperatura media mundial a 2 grados centígrados por encima de los niveles preindustriales.

Este proyecto entraría dentro de las medidas tecnológicas que pueden reducir emisiones de dióxido de carbono (CO₂), con el positivo impacto que esto tendría sobre el clima.

Bibliografía

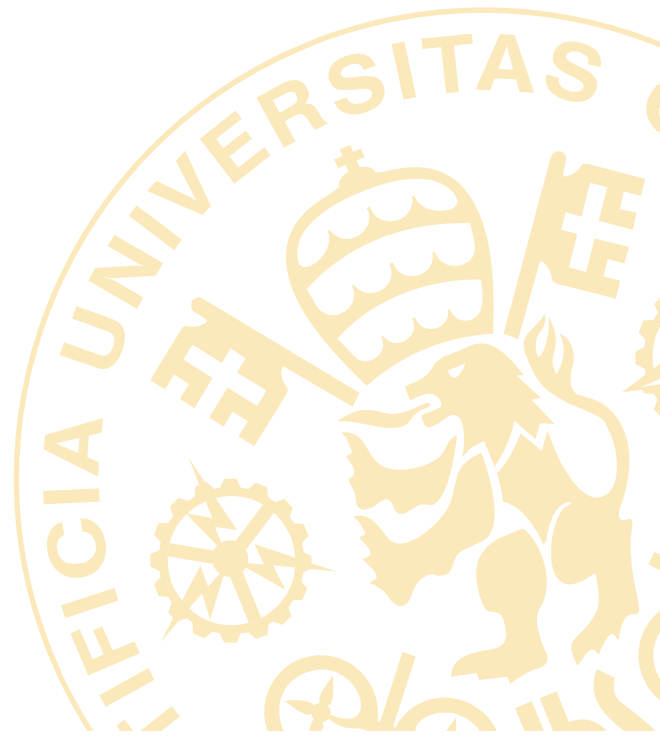
- [1] **Universidad Pontificia Comillas**, *Página web de Proyectos Fin de Carrera*. Última consulta: 29/04/2010
<http://www.iit.upcomillas.es/pfc>
- [2] **Salvador de las Heras**, *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*, pp. 130-132. Diciembre 2011.
- [3] **Manuel Pascual**, *Página web Domótica Doméstica*. Artículo escrito el 08/04/2016. Última consulta: 17/03/2020
<http://www.domoticadomestica.com/termostatos-inteligentes-control-pid/>
- [4] **Omega**, *Controladores de temperatura*. Última consulta: 17/03/2020
<https://es.omega.com/prodinfo/controladores-de-temperatura.html>
- [5] **Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE)**, *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*, Sección 4.4, pp. 14. 2010.
- [6] **Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR)**, *Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para agua y gas en aplicaciones sanitarias y de calefacción*, Versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 1057:2006+A1:2010. Septiembre de 2010. p. 16.
- [7] **Frank M. White**, *Mecánica de fluidos*, Quinta edición. Editado en 2004 por McGraw-Hill.
- [8] **Yunus A. CENGEL y John M. CIMBALA**, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*, Primera edición. Editado en 2006 por McGraw-Hill.
- [9] **Juan Francisco Coronel Toro**, *Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*, Versión 3.5 (septiembre de 2014), Universidad de Sevilla.
- [10] **MathWorks**, *Help Center: Configure models with Pulse Width Modulation signals*. Última consulta: 25/07/2020
<https://es.mathworks.com/help/slcontrol/ug/models-with-pulse-width-modulation-pwm-signals.html>
- [11] **Organización de las Naciones Unidas**, *Objetivos de desarrollo sostenible*. Última consulta: 28/08/2020
<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>
- [12] **Organización de las Naciones Unidas**, *Objetivo 11: Lograr que las ciudades sean más inclusivas, seguras, resilientes y sostenibles*. Última consulta: 28/08/2020
<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/cities/>

- [13] **Organización de las Naciones Unidas**, *Objetivo 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles*. Última consulta: 28/08/2020
<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-consumption-production/>
- [14] **Organización de las Naciones Unidas**, *Objetivo 13: Adoptar medidas urgentes para combatir el cambio climático y sus efectos*. Última consulta: 28/08/2020
<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/climate-change-2/>

PARTE II



ESTUDIO ECONÓMICO



PARA realizar el estudio económico para decidir si los cambios propuestos al sistema son una buena inversión, se va a analizar el coste del ciclo de vida de la bomba actual y el de la bomba propuesta, y se compararán. Este análisis se basa en los planteamientos propuestos en el artículo «El coste de ciclo de vida en las bombas», escrito por Íñigo Sanz Fernández y que apareció en la edición de septiembre-octubre 2003 de los anales de mecánica y electricidad.

De acuerdo al planteamiento del artículo, los costes asociados a la vida útil de la bomba son más de los que se presumen en un primer momento, afirmando que se deben tener en cuenta tanto los costes energéticos como los de mantenimiento. El coste de la vida de cualquier equipo es el coste total de toda su vida que incluye la compra, instalación, funcionamiento, mantenimiento y retirada de dicho equipo. Determinar este coste implica seguir una metodología que identifique y cuantifique todos los componentes que forman la ecuación de este coste. La ecuación general es:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{amb} + C_d \quad (70)$$

C_{ic} : coste inicial, coste de compra (bomba, sistema, tubería, accesorios)

C_{in} : instalación y puesta en marcha

C_e : costes energéticos

C_o : coste de operación (coste del trabajo de supervisión normal del sistema)

C_m : coste de mantenimiento (piezas, horas de mano de obra)

C_s : tiempo de avería, pérdida de producción

C_{amb} : costes medioambientales

C_d : retirada/cierre definitivo

Estimamos que la vida útil es de 20 años, tanto para el sistema actual como el nuevo.

■ Coste inicial

El coste inicial, para grandes instalaciones o para bombas incluidas en sistemas de bombeo con fines industriales, incluye conceptos como diseño del sistema (tipo de instalación, diseño del pozo, etc.), selección de bombas, equipos auxiliares, etc. En nuestro caso al tratarse de un sistema doméstico, consideraremos:

Coste inicial	Bomba Actual	Bomba Futura
Conceptos	Al estar ya instalada no hay coste inicial	Coste de compra de la bomba (50 €) Coste de compra del termostato (150 €) Placa arduino (20 €)
Importe	0 €	220 €

■ Coste de instalación

Como el modelo se plantea para sistemas de bombeo industriales, incluye en este apartado costes como obra civil, instalación mecánica y eléctrica, etc. En nuestro caso de estudio el coste de instalación se reduce a la mano de obra del técnico especialista.

Coste instalación	Bomba actual	Bomba futura
Conceptos	Al estar ya instalada no aplica	Coste de mano de obra*=(75 %) \times (2 horas \times 50€ + 50€ desplazamiento)
Importe	0 €	112,50 €

*Este coste incluye también el coste de retirada de la bomba actual, hacemos una estimación donde el 75 % corresponde a la instalación de la bomba futura y el 25 % a la retirada de la bomba actual.

■ Coste energético

El consumo energético es, en general, el mayor elemento de coste en el ciclo de costo de vida. Más aún en nuestro caso de estudio, por tratarse de una instalación doméstica, dónde el coste más relevante es el energético.

En nuestro caso de estudio, para el cálculo de este concepto, tendremos en cuenta el consumo eléctrico previsto durante un año, calculado con la bomba actual y con la bomba futura.

Para calcular el coste energético total lo multiplicaremos por la vida útil (20 años).

Coste energético	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	Coste por año = 5,17€	Coste por año = 3,58€
Importe	103,40€	71,60€

■ Coste de operación

Los costes de operación o funcionamiento son costes afines a la operación del sistema de bombeo, que dependen de las características del sistema.

En nuestro caso, tanto en la situación actual como en la futura, no es necesaria la realización de controles, más allá de los realizados en la revisión anual de la caldera.

Costes de operación	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	no aplica	no aplica
Importe	0€	0€

■ Coste de mantenimiento

Para obtener una vida óptima de la bomba se requiere un servicio regular y eficiente. El fabricante especifica la frecuencia y la carencia del proceso de mantenimiento. De manera que el coste dependerá del tiempo y la frecuencia del servicio y el coste de los materiales.

En la instalación presente, los usuarios no cuentan con seguro de mantenimiento en la actualidad ni se prevé en que se contrate en el futuro. Por tanto, no hay costes asociados al mantenimiento

Costes de mantenimiento	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	no aplica	no aplica
Importe	0€	0€

■ Coste por tiempo de avería

El coste por tiempo de avería es relevante en plantas de producción, donde la parada del sistema supone pérdidas económicas, En nuestro caso es irrelevante, puesto que en caso de avería no hay costes directos asociados.

Costes de avería	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	No aplica	No aplica
Importe	0€	0€

■ Costes medio ambientales

El coste de la acción contaminadora durante la vida del sistema de bombeo varía significativamente dependiendo de la naturaleza del producto bombeado. En nuestro caso de estudio como el material de bombeo es agua, consideramos que el coste es insignificante.

Costes medio ambientales	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	No aplica	No aplica
Importe	0€	0€

■ Coste de retirada

El coste de retirada incluye además de los costes asociados a la desinstalación, el reciclaje y el uso de vertederos.

Costes de retirada	Bomba Actual	Bomba futura
Concepto	Coste mano de obra	Coste mano de obra
Importe	37,50€	37,50€

■ Coste de vida del producto

Este es el coste total del ciclo de vida del producto, que resulta de sumar todos los anteriores costes. En la Figura 76 se puede observar una representación gráfica de dichos costes.

<i>Coste</i>	<i>Bomba Actual</i>	<i>Bomba Futura</i>
Cic = coste inicial, coste de compra	0€	220€
Cin = coste instalación	0€	112,50€
Ce = costes energéticos	103,40€	71,60€
Co = coste de operación	0€	0€
Cm = coste de mantenimiento	0€	0€
Cs = tiempo de avería	0€	0€
Camb = costes medioambientales	0€	0€
Cd= coste retirada	37,50€	37,50€
LCC	140,90€	441,60€

Como se puede ver, el pequeño ahorro en factura de la luz no cubre los gastos de hacer la nueva instalación. Eso sí, en este análisis no se han tenido en cuenta posibles ahorros de gasóleo por parte de la caldera, que se puedan dar al mejorar el funcionamiento de la bomba.

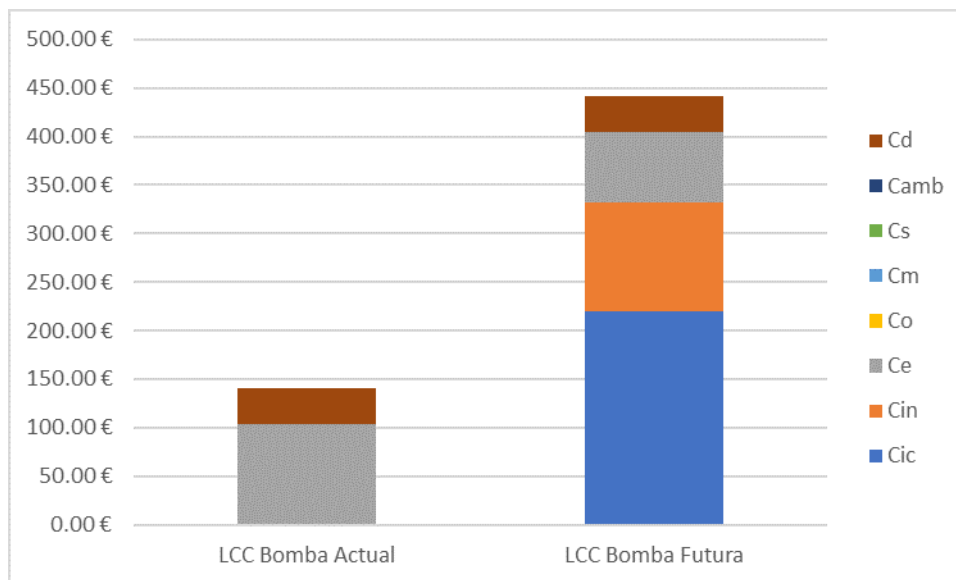


Figura 76. Gráfico de columnas que representa los costes LLC de ambas bombas (Fuente: elaboración propia).

PARTE III



CÓDIGO FUENTE



Capítulo 1

Código de Matlab para el cálculo del control PID

1.1. control_PID.m

```
clc
clear
format short e
format compact

% Variable s
s = tf('s');
% Período de muestreo (en min)
ts = 1;
% Variable z
z = tf('z',ts);

%% Planta %%

% Función T(s)
Ch = 60368.82/60;
Rh0 = 0.1454;
QtoP = 5908474.21* 0.5236/60;

T = QtoP/Ch/(s+1/Ch/Rh0);

% Función B(s)
B = -10*(-0.0049)*60/1000/10; % Multiplicación de todas las ganancias que se encuentra
% el mando antes de llegar a T(s)

% Planta analógica, analógica modificada y digitalizada
P = B*T;
Pam = P*exp(-ts/2*s);
Pd = c2d(P,ts,'zoh');

%% Control PID %%

% Diseño por margen de fase
% Especificaciones
Fm = 97.5;
% Pulsación de cruce
wo_p = fsolve(@(w) -180+Fm-180/pi*angle(freqresp(Pam,w)),1); % Pulsación de cruce que
% correspondería a un control P

wo_pid = 1.35*wo_p;
% Fase del control
Fic = -180+Fm-180/pi*angle(freqresp(Pam,wo_pid));
% Fase de la acción integral
Fir = -5;
% Fase de la acción diferencial
Fia = Fic-Fir;
% Factor de filtrado [fmax=(1-sind(Fia))/(1+sind(Fia))]
f = 0.1;
% Máximo adelanto de fase: Fic_max = asins(1-f)/(1+f)
```

III. CÓDIGO FUENTE

```
% Ganancia de la planta en wo
Ap = abs(freqresp(Pam,wo_pid));
% Ganancia del control
Ac = 1/Ap;

% Parámetros del control
% Parámetros serie
I = tand(90+Fir)/wo_pid;
D = ((1/f-1)/2/tand(Fia)-sqrt(((1/f-1)/2/tand(Fia))^2-1/f))/wo_pid;
Kp = Ac*sqrt(1+(D*f*wo_pid)^2)/sqrt(1+(D*wo_pid)^2)*I*wo_pid/sqrt(1+(I*wo_pid)^2);
nu = 1+(1-f)*D/I;
% Parámetros paralelo
K = nu*Kp;
Ti = nu*I;
Td = (1/nu-f)*D;
N = 1/nu/f-1;
b = 0.9; % Ponderación en la referencia

% Control de 2 grados de libertad en paralelo
C=K*(1+Td*s/(1+Td/N*s)+1/Ti/s);
Cr=K*(b+1/Ti/s);

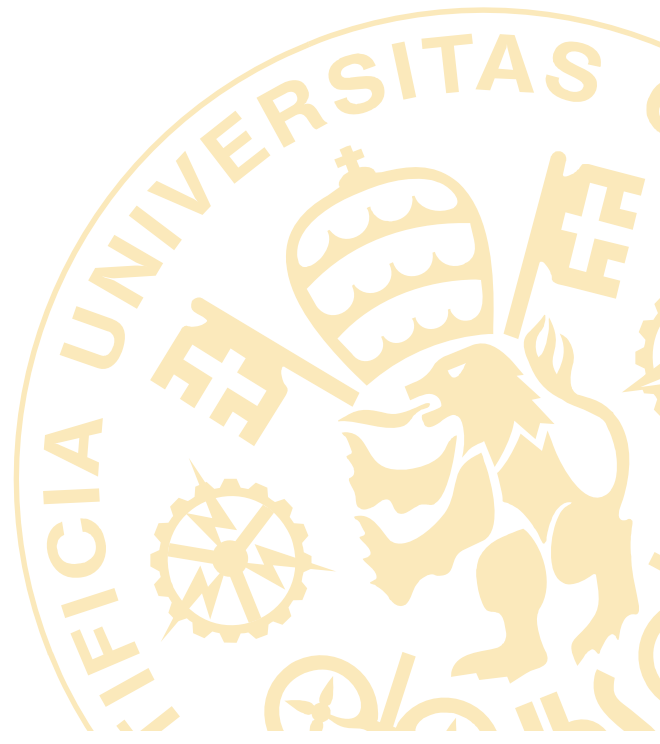
% Discretización por método trapezoidal
sa = 2*(z-1)/(z+1)/ts;
% Control discreto de 2 grados de libertad en paralelo
Cd=minreal(K*(1+Td*sa/(1+Td/N*sa)+1/Ti/sa));
Crd=K*(b+1/Ti/sa);

% Márgenes de estabilidad
[Am_pid,Fm_pid,wu_pid,wo_pid]=margin(Cr*Pam);
```

PARTE IV



**HOJAS DE
CARACTERÍSTICAS**



Wilo-Yonos PARA RS25/6 - RKC W M



Series description Wilo-Yonos PARA Red Knob 15/6, 20/6, 25/6, 30/6



Design

Glandless circulation pump with cast iron pump housing and threaded connection. EC-motor with automatic power adjustment and self-protecting modes. Operation by Red Knob technology and delivered with power cable.

Application

Hot-water heating systems of all kinds, cooling applications

Type key

Example:	Wilo-Yonos PARA RS 15/6 RKA FS 130 12 I
Yonos	Electronically controlled high-efficiency pump
PARA	pump range adapted to requirements of the OEM market
RS	Heating inline cast iron pump housing
15/	Nominal diameter: 15 threading 1" 20 threading 1 ¼" 25 threading 1 ½" 30 threading 2"
6	Max delivery height in [m] at Q = 0 m ³ /h
RKA	The pump is controlled by Red Knob technology: ΔP-v / ΔP-c RKC = ΔP-v, constant speed I, II, III
FS	Overmoulded cable with brassed end splices. Optional: connector
130	Pump housing length: 130 mm or 180 mm
12	Box orientation
I	Individual packaging
(not specified)	Collective packaging (standard)

Technical data

Approved fluids (other fluids on request)

Heating water (in accordance with VDI 2035)	•
Water-glycol mixtures (max. 1:1; above 20% admixture, the pumping data must be checked)	•

Power

Max. delivery head	6.2 m
Max. volume flow	3.3 m ³ /h

Permitted field of application

Temperature range for applications in HVAC systems at max. ambient temperature	of 57°C = 0° C to 95° C of 59°C = 0° C to 90° C of 67°C = 0° C to 70° C
Maximum static pressure	6 bar

Electrical connection

Mains connection	1~230 V, 50/60 Hz
------------------	-------------------

Motor/electronics

Electromagnetic compatibility	EN 61800-3
Emitted interference	EN 61000-6-3/EN 61000-6-4
Interference resistance	EN 61000-6-2/EN 61000-6-1
Speed control	Frequency converter
Protection class	IPX 4D
Insulation class	F

Minimum suction head at suction port for avoiding cavitation at water pumping temperature

Minimum suction head at 50/95/110 °C	0.5 / 4.5 / 11 m
--------------------------------------	------------------

• = available, - = not available

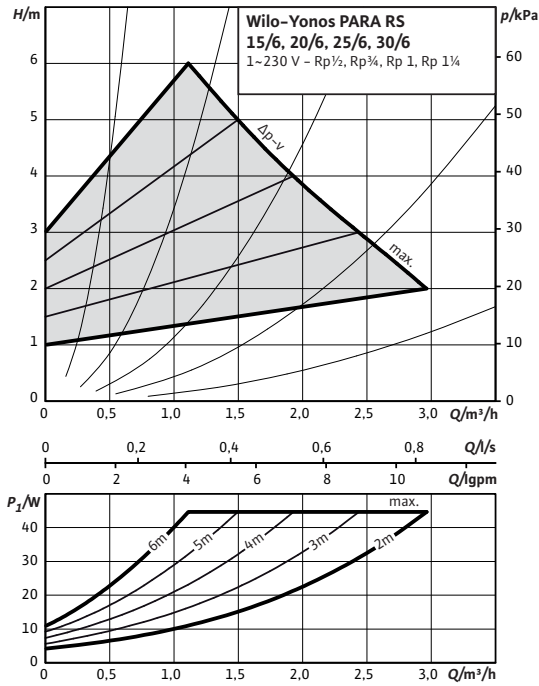
Heating and cooling

High-efficiency pumps

Pump curves Wilo-Yonos PARA Red Knob 15/6, 20/6, 25/6, 30/6

Wilo-Yonos PARA 15/6, 20/6, 25/6, 30/6

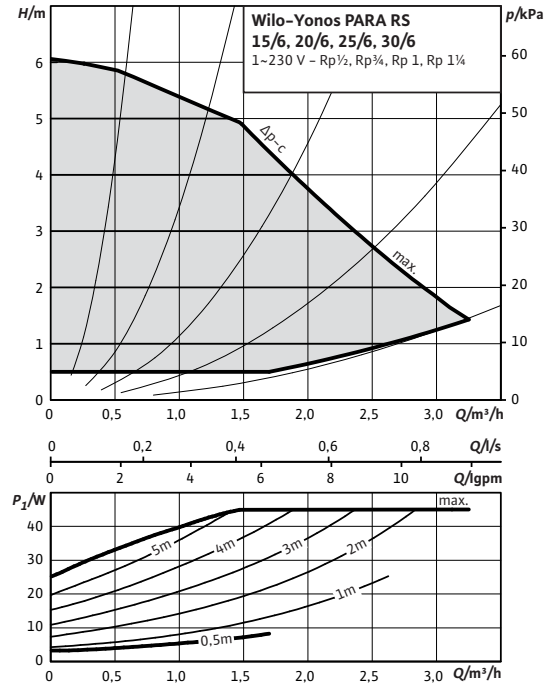
$\Delta p-v$ (variable)



Tolerances of each curve according to EN 1151-1:2006

Wilo-Yonos PARA 15/6, 20/6, 25/6, 30/6

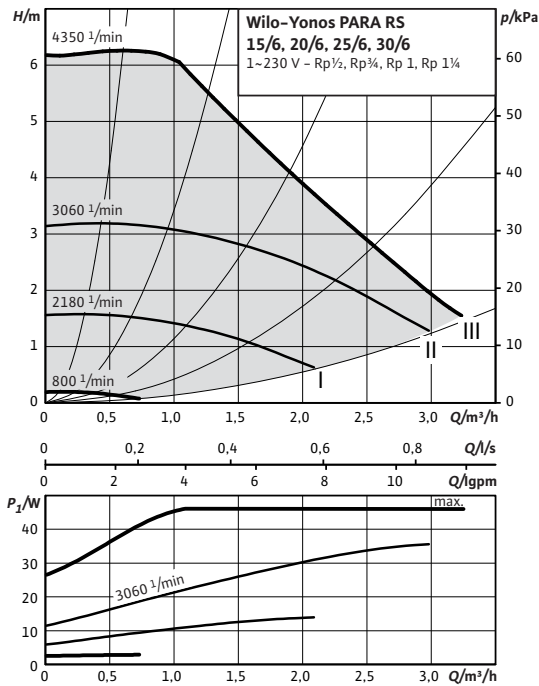
$\Delta p-c$ (constant)



Tolerances of each curve according to EN 1151-1:2006

Wilo-Yonos PARA 15/6, 20/6, 25/6, 30/6

Constant speed I, II, III



Tolerances of each curve according to EN 1151-1:2006

Dimensions, motor data Wilo-Yonos PARA Red Knob 15/6, 20/6, 25/6, 30/6

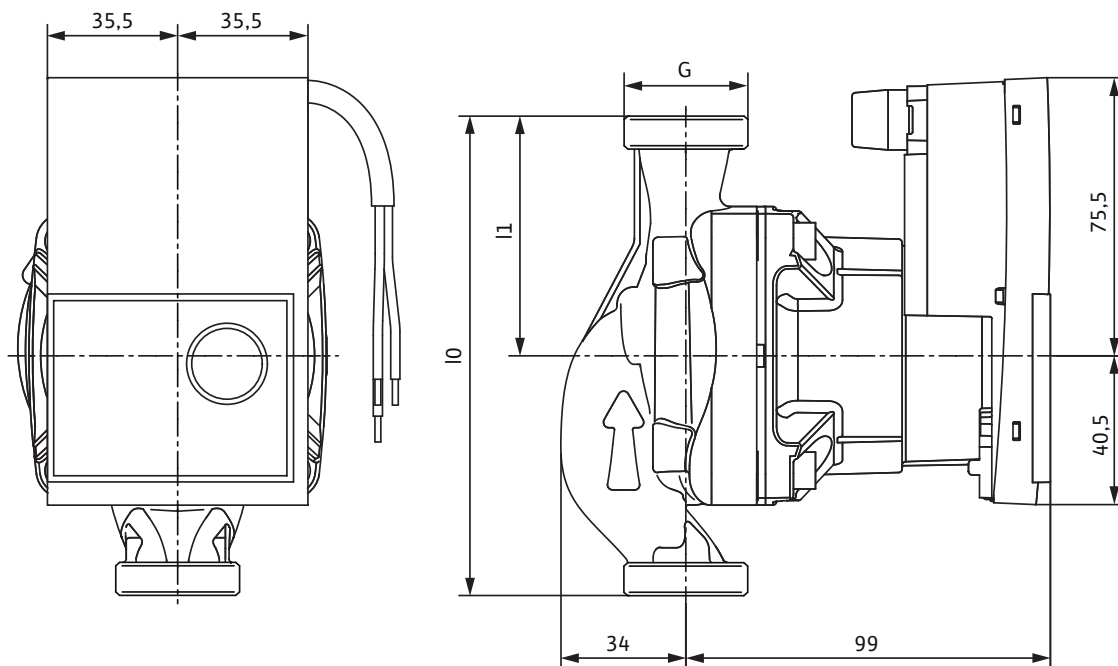
Motor data

Wilo-Yonos PARA...	Nominal motor power	Speed	Power consumption 1~230 V	Current at 1~230V	Motor protection
	P_2	n	P_1	I	–
	W	rpm	W	A	–
RS .../6 RKA/RKC	37	800 - 4250	3-45	0.03 - 0.44	integrated

Materials

Wilo-Yonos PARA...	Pump housing	Impeller	Pump shaft	Bearing
RS .../6 RKA/RKC	Cast iron with cathaphoresis treatment	PP composite with GF 40%	Stainless steel	Carbon, metal impregnated

Dimension drawing



Dimensions, weights

Wilo-Yonos PARA...	Threaded pipe union	Thread	Overall length	Dimensions	Weight approx.
	–	–	l_0	l_1	m
				mm	kg
RS 15/6	Rp 1/2	G 1	130	65	1.6
RS 20/6	Rp 3/4	G 1 1/4	130	65	1.6
RS 25/6	Rp 1	G 1 1/2	130	65	1.7
RS 25/6	Rp 1	G 1 1/2	180	90	2
RS 30/6	Rp 1 1/4	G 2	180	90	2,1

Wilo-Yonos PARA RS15/7.0 - PWM1

W MC



Heating and cooling

High-efficiency pumps

Series description Wilo-Yonos PARA PWM 15/7.0, 20/7.0, 25/7.0, 30/7.0



Design

Glandless circulation pump with cast iron pump housing and threaded connection. EC-motor with automatic power adjustment. Standard delivery with OEM-plug and PWM-cable. Remote Control via external PWM signal. LED user interface.

Application

Hot-water heating systems of all kinds, cooling applications

Type key

Example:	Wilo-Yonos PARA RS 15/7.0 PWM FS 130 12 I
Yonos	Electronically controlled high-efficiency pump
PARA	pump range adapted to requirements of the OEM market
RS	Heating inline cast iron pump housing
15/	Nominal diameter: 15 threading 1" <ul style="list-style-type: none"> 20 threading 1 1/4" 25 threading 1 1/2" 30 threading 2"
7.0	Nominal delivery head range [m]
PWM	The pump is controlled by an external system via PWM signal
FS	Overmoulded cable with brassed end splices Optional: connector
130	Pump housing length: 130 mm or 180 mm
12	Box orientation
I	Individual packaging
(not specified)	Collective packaging (standard)

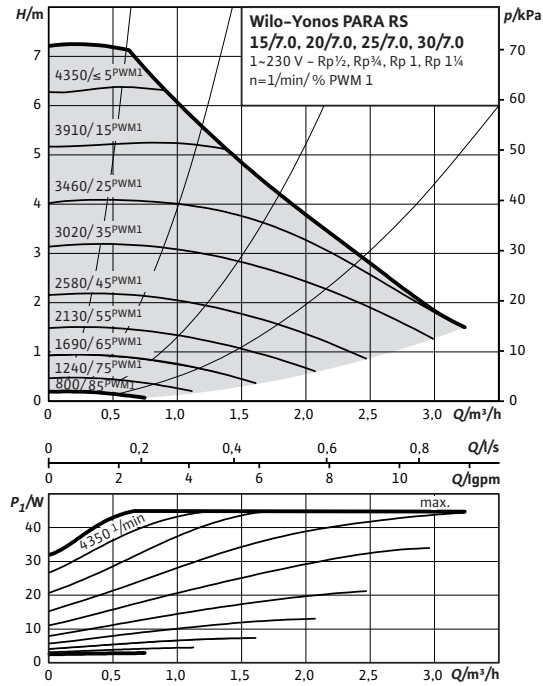
Technical data	
Approved fluids (other fluids on request)	
Heating water (in accordance with VDI 2035)	•
Water-glycol mixtures (max. 1:1; above 20% admixture, the pumping data must be checked)	•
Power	
Max. delivery head	7.2 m
Max. volume flow	3.3 m ³ /h
Permitted field of application	
Temperature range for applications in HVAC systems at max. ambient temperature	of 57°C = 0° C to 95° C of 59°C = 0° C to 90° C of 67°C = 0° C to 70° C
Maximum static pressure	6 bar
Electrical connection	
Mains connection	1~230 V, 50/60 Hz
Motor/electronics	
Electromagnetic compatibility	EN 61800-3
Emitted interference	EN 61000-6-3/EN 61000-6-4
Interference resistance	EN 61000-6-2/EN 61000-6-1
Speed control	Frequency converter
Protection class	IPX 4D
Insulation class	F
Minimum suction head at suction port for avoiding cavitation at water pumping temperature	
Minimum suction head at 50 / 95 / 110 °C	0.5 / 4.5 / 11 m

• = available, - = not available

Pump curves Wilo-Yonos PARA PWM 15/7.0, 20/7.0, 25/7.0, 30/7.0

Wilo-Yonos PARA 15/7.0, 20/7, 25/7.0, 30/7.0

External control via PWM



Tolerances of each curve according to EN 1151-1:2006

Heating and cooling

High-efficiency pumps

Dimensions, motor data Wilo-Yonos PARA PWM 15/7.0, 20/7.0, 25/7.0, 30/7.0

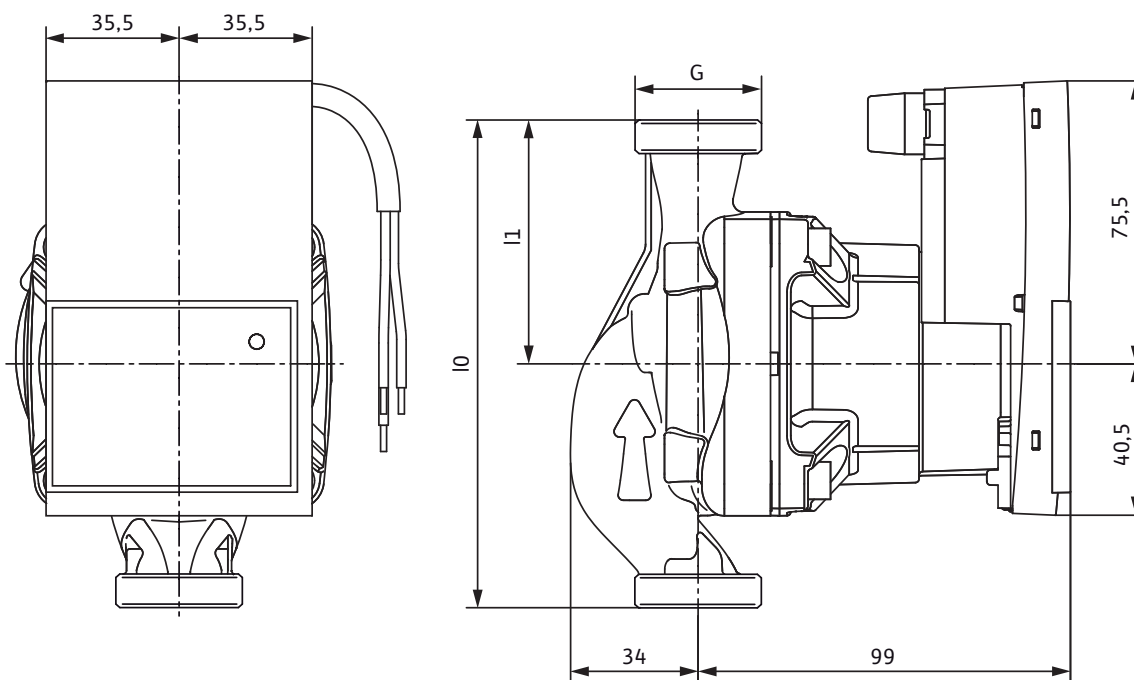
Motor data

Wilo-Yonos PARA...	Nominal motor power	Speed	Power consumption 1~230 V	Current at 1~230V	Motor protection
	P_2	n	P_1	I	–
	W	rpm	W	A	–
RS .../7.0 PWM	37	800 - 4250	3-45	0.03 - 0.44	integrated

Materials

Wilo-Yonos PARA...	Pump housing	Impeller	Pump shaft	Bearing
RS .../7.0 PWM	Cast iron with cathaphoresis treatment	PP composite with GF 40%	Stainless steel	Carbon, metal impregnated

Dimension drawing



Dimensions, weights

Wilo-Yonos PARA...	Threaded pipe union	Thread	Overall length	Dimensions	Weight approx.
	–		l_0	l_1	m
	–			mm	kg
RS 15/7.0	Rp 1/2	G 1	130	65	1.6
RS 20/7.0	Rp 3/4	G 1 1/4	130	65	1.6
RS 25/7.0	Rp 1	G 1 1/2	130	65	1.7
RS 25/7.0	Rp 1	G 1 1/2	180	90	2
RS 30/7.0	Rp 1 1/4	G 2	180	90	2.1

Planning guide

Wilo-Yonos PARA

Manual control panel

Control button

The control mode and the differential pressure setpoint at $\Delta p-c$ for constant differential pressure, $\Delta p-v$ for variable differential pressure and pre-setting the constant speed can be set easily and safely, directly at the pump. Depending on customer wishes, a pre-setting of the control mode/setpoint can be done at the factory.

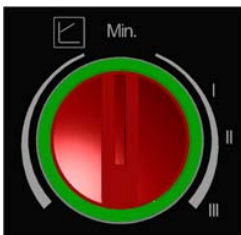
RKA type



RKA

- Local setting of the constant differential pressure setpoint at $\Delta p-c$ on the right side
- Local setting of the variable differential pressure setpoint at $\Delta p-v$ on the left side
- Medium position for activating the venting function

RKC type



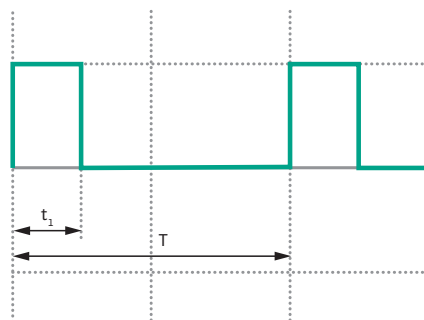
RKC

- Local setting of the variable differential pressure setpoint at $\Delta p-v$ on the left side
- A fixed constant speed is set on the right side. In this operating mode the pump is not self regulating its speed.
- Medium position for minimum speed

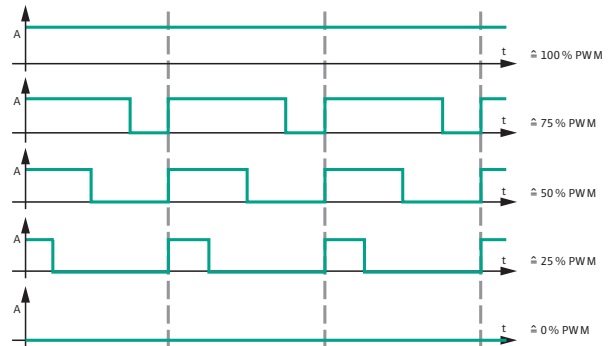
External control via a PWM signal

The actual/setpoint level assessment required for control is referred to a remote controller. The remote controller sends a PWM signal as an actuating variable to the Wilo-Stratos PARA.

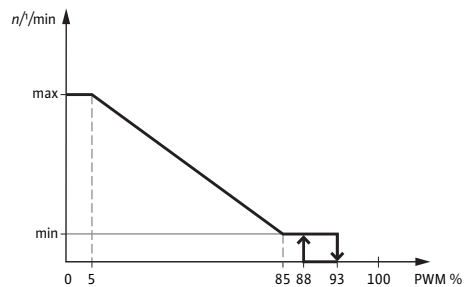
The PWM signal generator gives a periodic order of pulses to the pump (the duty cycle), according to DIN IEC 60469-1. The actuating variable is determined by the ratio between pulse duration and the pulse period. The duty cycle is defined as a ratio without dimension, with a value of 0 ... 1 % or 0 ... 100 %. This is explained in the following with ideal pulses which form a rectangular wave.



$$t_1 / T = 0,25 = 25\%$$



PWM signal logic 1 (heating):



PWM input signal [%]

- < 5 Pump runs at maximum speed
- 5-85 Pump speed decreases linearly from maximum to minimum
- 85-93 Pump runs at minimum speed (operation)
- 85-88 Pump runs at minimum speed (start-up)
- 93-100 Pump stops (Standby)

Signal frequency: 100 Hz-5000 Hz (1000 Hz nominal)

Signal amplitude: 5V-15V (min. power 5mA)

Signal polarity: single

Wilо-Yonos PARA

Electrical connection

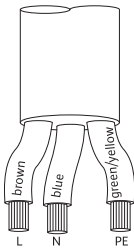
To ensure a safe and easy electrical connection, the Wilо-Yonos PARA pumps are equipped with a mains cable or, depending on the available functions, with a mains and control cable as standard.

Mains connection

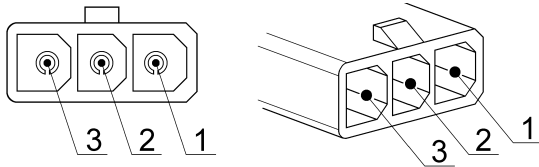
For mains power supply 1~230 V/50 Hz

Standard: 3-core cable

black/brown: L1, 1~230V/50Hz
 blue: Neutral N
 yellow/green: Earth conductor



Optional: OEM plug



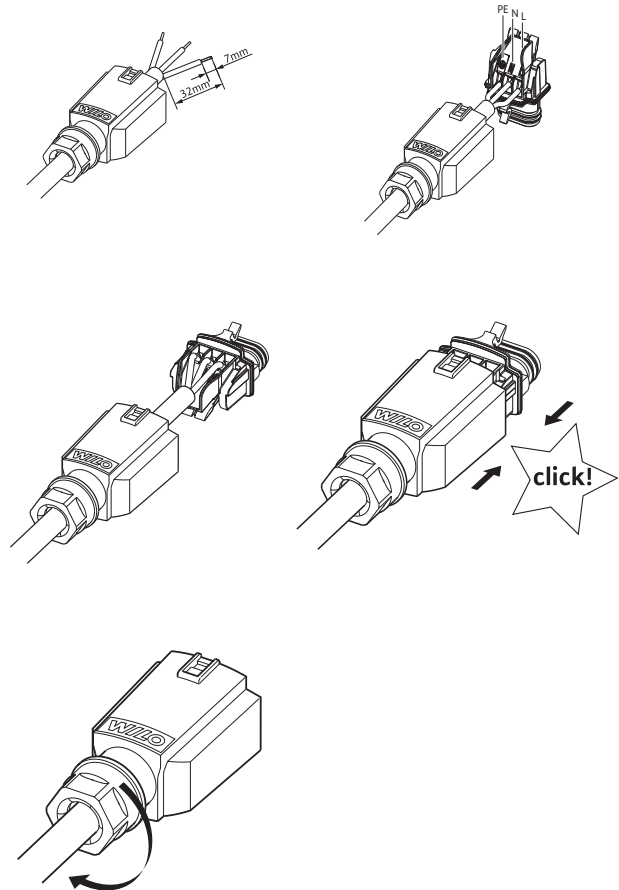
- 1) L1, 1~230 V/50 Hz
- 2) Neutral N
- 3) Earth conductor

The mating plug to the OEM-plug can be ordered with one of the following suppliers. (Wilо does not assume any liability for the products supplied by these manufacturers):

LTE (www.lte.it)
 FACON (www.facon.it)

Optional: Wilо Connector

No tools are required to connect the mains cable to the Wilо-Connector:



Control cables

2-core cable

For connecting the analogue interface PWM

PWM + (brown)
 PWM - (blue)



Llaves de entrada y detentores Caleffi
series 340 - 411 - 415



Radiator and lockshield valves

series 340 - 411 - 415



cert. n° 0003
ISO 9001

01030/01 GB



Function

The following series of manual and lockshield valves are typically used for controlling and regulating the fluid flow in heat emitters of central heating systems.

They are supplied with a special tailpiece with rubber hydraulic seal, permitting quick, safe connection to the radiator without the use of additional sealing materials.

Product range

For copper and plastic piping:



Series 340 Elbow manual radiator valve	Sizes 3/8", 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 341 Straight manual radiator valve	Sizes 3/8", 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 342 Elbow radiator lockshield valve	Sizes 3/8", 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 343 Straight radiator lockshield valve	Sizes 3/8", 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping

For steel piping:

Series 411 Elbow manual radiator valve	Sizes 3/8", 1/2", (3/4" use code 401500)
Series 412 Straight manual radiator valve	Sizes 3/8", 1/2", (3/4" use code 402500)
Series 431 Elbow radiator lockshield valve	Sizes 3/8", 1/2", 3/4" (*)
Series 432 Straight radiator lockshield valve	Sizes 3/8", 1/2", 3/4" (*)

For copper and plastic piping (with tailpiece without rubber seal):

Series 415 Elbow manual radiator valve	Sizes 3/8" x 3/8" and 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 416 Straight manual radiator valve	Sizes 3/8" x 3/8" and 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 435 Elbow radiator lockshield valve	Sizes 3/8" x 3/8" and 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping
Series 436 Straight radiator lockshield valve	Sizes 3/8" x 3/8" and 1/2" radiator x 23 p.1,5 piping

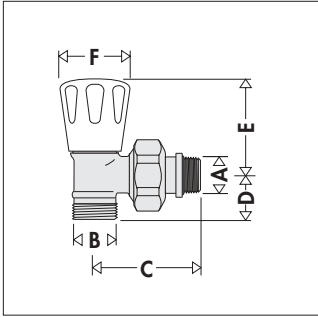
* 3/4" with tailpiece without rubber seal

Technical specification

- Material: - Body: brass UNI EN 12165 CW617N, chrome plated
- Obturator: brass UNI EN 12164 CW614N
- Hydraulic seals: EPDM
- Gland: PTFE
- Control knob and cap: ABS (RAL 9010)

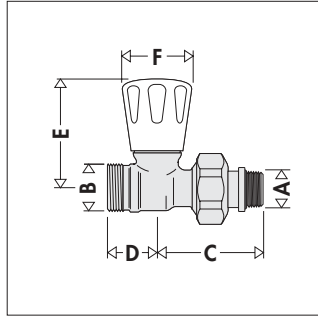
Fluid: water, glycol solutions
Max percentage of glycol: 30%
Max working pressure: 10 bar
Temperature range: 5÷100°C

Dimensions



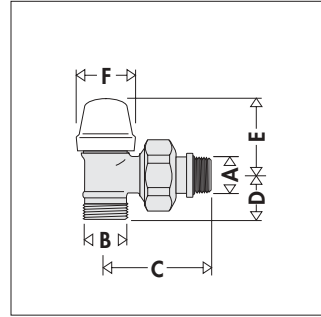
Code	A	B	C
340302	3/8"	23 p.1,5	47,5
340402	1/2"	23 p.1,5	53,5

Code	D	E	F
340302	21,5	48,5	∅ 37,5
340402	21,5	48,5	∅ 37,5



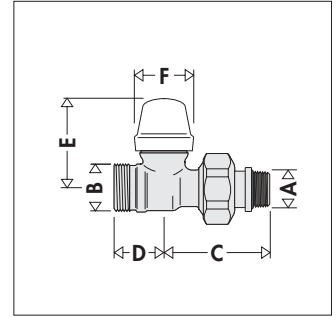
Code	A	B	C
341302	3/8"	23 p.1,5	47,5
341402	1/2"	23 p.1,5	53,5

Code	D	E	F
341302	24	57	∅ 37,5
341402	24	57	∅ 37,5



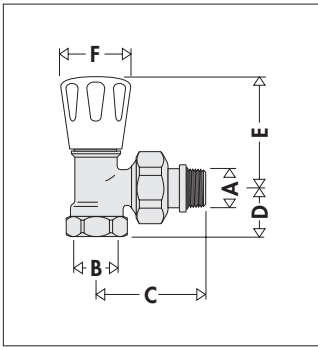
Code	A	B	C
342302	3/8"	23 p.1,5	47,5
342402	1/2"	23 p.1,5	53,5

Code	D	E	F
342302	21,5	39	∅ 28,5
342402	21,5	39	∅ 28,5



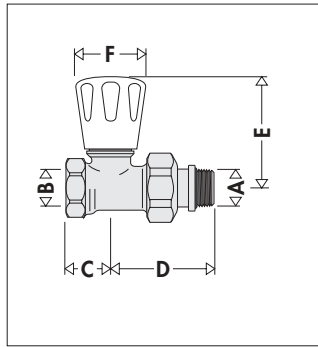
Code	A	B	C
343302	3/8"	23 p.1,5	47,5
343402	1/2"	23 p.1,5	53,5

Code	D	E	F
343302	24	44,5	∅ 28,5
343402	24	44,5	∅ 28,5



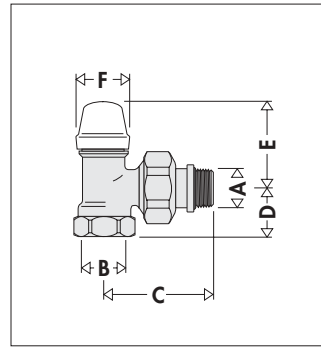
Code	A	B	C
411302	3/8"	3/8"	48
411402	1/2"	1/2"	54

Code	D	E	F
411302	20	48	∅ 37,5
411402	23	48	∅ 37,5



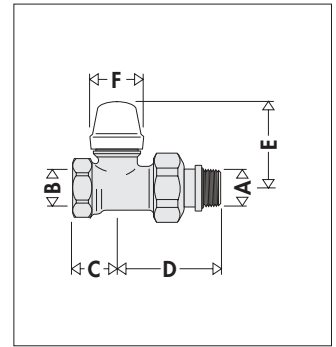
Code	A	B	C
412302	3/8"	3/8"	21
412402	1/2"	1/2"	22

Code	D	E	F
412302	46,5	55	∅ 37,5
412402	52	55	∅ 37,5



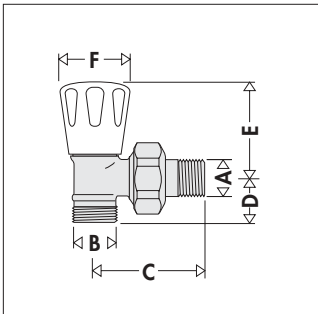
Code	A	B	C
431302	3/8"	3/8"	47,5
431402	1/2"	1/2"	53,5
431500	3/4"	3/4"	62,5

Code	D	E	F
431302	20	38	∅ 28,5
431402	23	38	∅ 28,5
431500	25	47	∅ 28,5



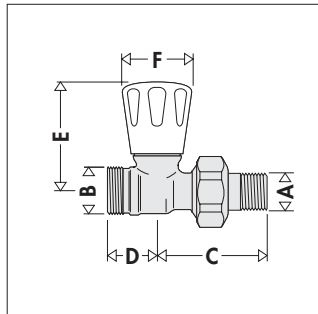
Code	A	B	C
432302	3/8"	3/8"	21
432402	1/2"	1/2"	22
432500	3/4"	3/4"	30

Code	D	E	F
432302	46,5	44,5	∅ 28,5
432402	52	44,5	∅ 28,5
432500	59,5	49,5	∅ 28,5



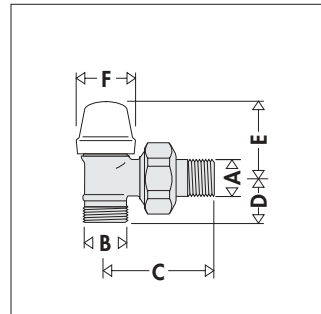
Code	A	B	C
415303	3/8"	3/8"	47
415403	1/2"	23 p.1,5	51

Code	D	E	F
415303	21,5	48	∅ 37,5
415403	21,5	48	∅ 37,5



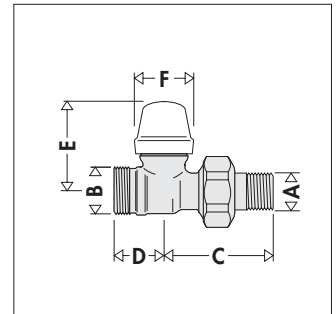
Code	A	B	C
416303	3/8"	3/8"	46,5
416403	1/2"	23 p.1,5	50

Code	D	E	F
416303	23,5	55	∅ 37,5
416403	24	55	∅ 37,5



Code	A	B	C
435303	3/8"	23 p.1,5	47
435403	1/2"	23 p.1,5	51

Code	D	E	F
435303	21,5	38	∅ 28,5
435403	21,5	38	∅ 28,5



Code	A	B	C
436303	3/8"	3/8"	46,5
436403	1/2"	23 p.1,5	50

Code	D	E	F
436303	23,5	44,5	∅ 28,5
436403	24	44,5	∅ 28,5

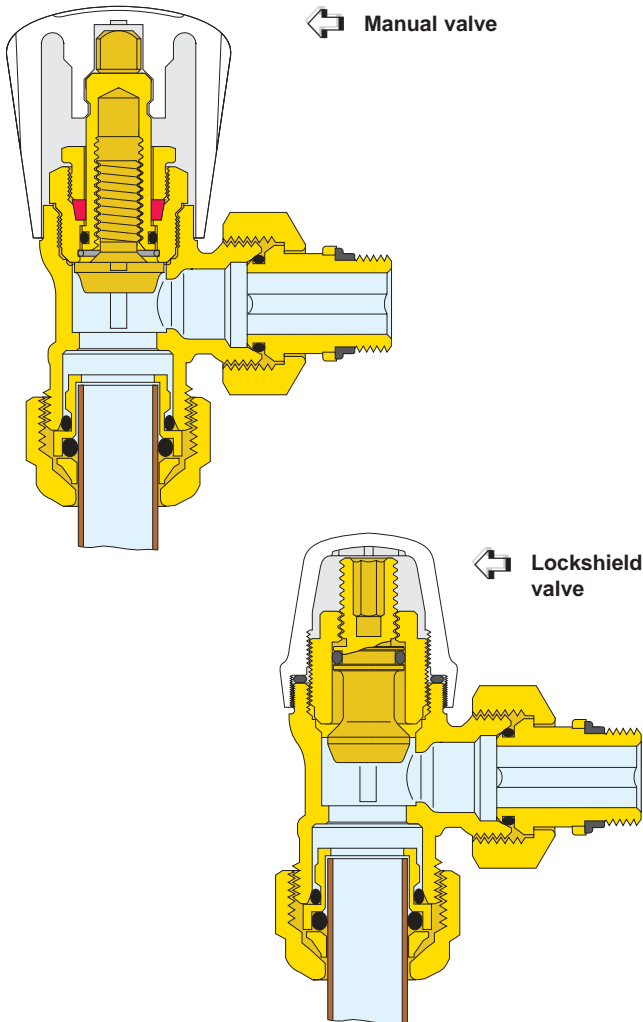
Construction characteristics

Valve

The hydraulic seal on the control spindle is guaranteed by a PTFE gland nut and an EPDM O-Ring.

Control knob

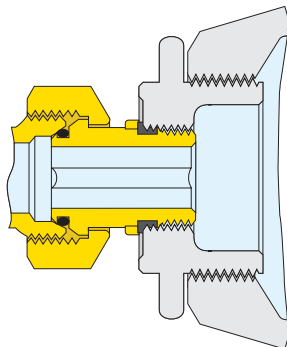
The knob is push-located on the control spindle by means of simple manual pressure, without any fixing screws. Dismantling for any operations on the gland or for replacement is very easy.



Tailpiece with rubber seal

The coupling union to the radiator connection thread has a specially shaped rubber ring.

This system guarantees the hydraulic seal with no need for further sealing materials, such as PTFE tapes etc.



Hydraulic characteristics

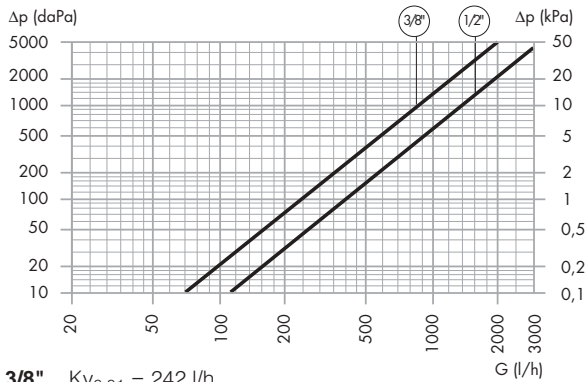
Values of nominal flow and equivalent length

COPPER PIPING							
TYPE	Rad. con.	Pipe con.	Int/ext pipe Ø (mm)	STRAIGHT		ELBOW	
				Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)	Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	6/8	132	0,2	242	0,1
Radiator or lockshield valve	3/8"	3/8" 23 p.1,5	8/10	132	0,8	242	0,2
Radiator or lockshield valve	3/8"	3/8" 23 p.1,5	10/12	132	2,7	242	0,8
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	12/14	132	6,9	242	2,1
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	13/15	132	10,6	242	3,1
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	14/16	132	15,5	242	4,6
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	16/18	132	31,3	242	9,3
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	8/10	217	0,3	399	0,1
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	10/12	217	1,0	399	0,3
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	12/14	217	2,6	399	0,8
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	13/15	217	3,9	399	1,2
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	14/16	217	5,7	399	1,7
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	16/18	217	11,6	399	3,4

STEEL PIPING							
TYPE	Rad. con.	Pipe con.	Int/ext pipe Ø (mm)	STRAIGHT		ELBOW	
				Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)	Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)
Radiator or lockshield valve	3/8"	3/8"	12,7/17,2	132	7,5	242	2,2
Radiator or lockshield valve	1/2"	1/2"	16,3/21,3	217	10,4	399	3,1
Lockshield valve	3/4"	3/4"	21,7/26,4	258	33,2	452	11

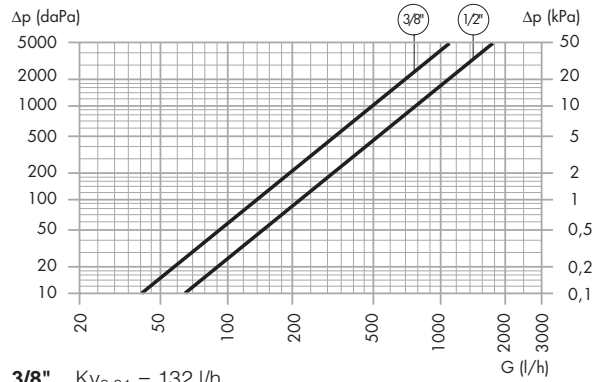
PLASTIC PIPING							
TYPE	Rad. con.	Pipe con.	Int/ext pipe Ø (mm)	STRAIGHT		ELBOW	
				Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)	Kv _{0,01} (l/h)	e.l. (m)
Radiator or lockshield valve	3/8"	3/8" 23 p.1,5	8/12	132	0,8	242	0,2
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	10/15	132	2,7	242	0,8
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	12/16	132	6,9	242	2,1
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	13/18	132	10,6	242	3,1
Radiator or lockshield valve	3/8"	23 p.1,5	14/18	132	15,5	242	4,6
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	8/12	217	0,3	399	0,1
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	10/15	217	1,0	399	0,3
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	12/16	217	2,6	399	0,8
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	13/18	217	3,9	399	1,2
Radiator or lockshield valve	1/2"	23 p.1,5	14/18	217	5,7	399	1,7

Manual regulating valves, elbow connections, series 340, series 411 and series 415



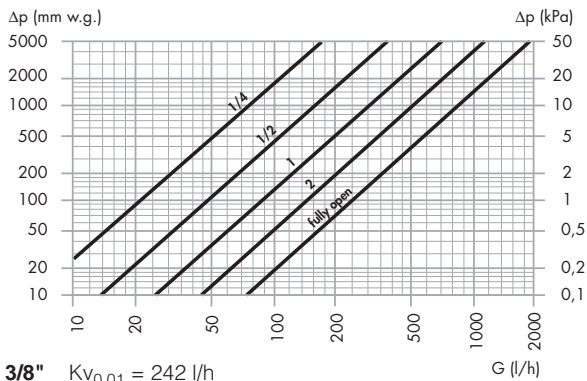
3/8" $K_{V_{0,01}} = 242$ l/h
1/2" $K_{V_{0,01}} = 399$ l/h

Manual regulating valves, straight connections, series 341, series 412 and series 416



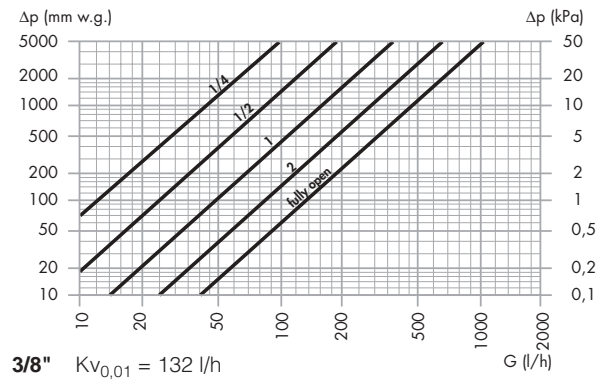
3/8" $K_{V_{0,01}} = 132$ l/h
1/2" $K_{V_{0,01}} = 217$ l/h

Lockshield valves, 3/8" elbow connections, series 342, series 431 and series 435



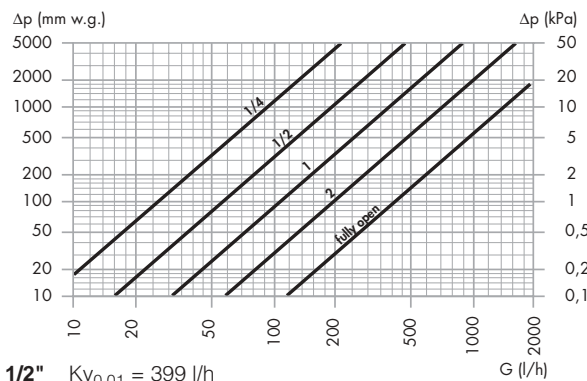
3/8" $K_{V_{0,01}} = 242$ l/h

Lockshield valves, 3/8" straight connections, series 343, series 432 and series 436



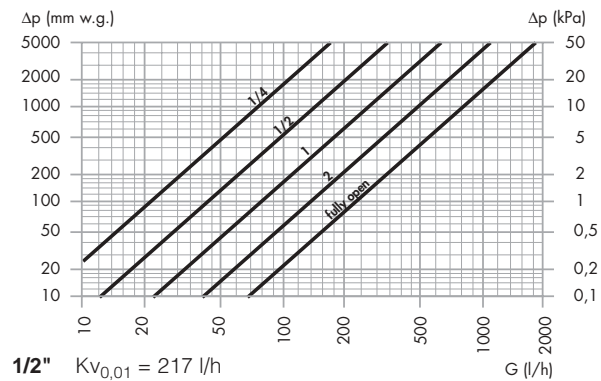
3/8" $K_{V_{0,01}} = 132$ l/h

Lockshield valves, 1/2" elbow connections, series 342, series 431 and series 435



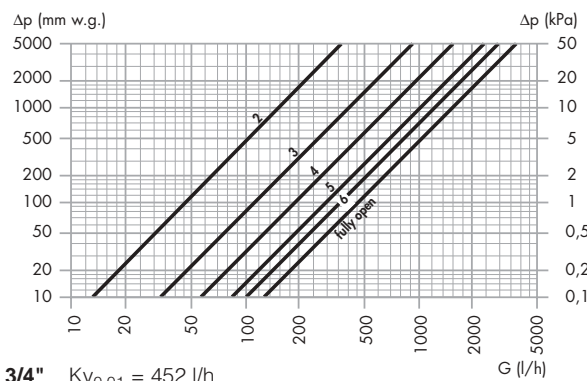
1/2" $K_{V_{0,01}} = 399$ l/h

Lockshield valves, 1/2" straight connections, series 343, series 432 and series 436



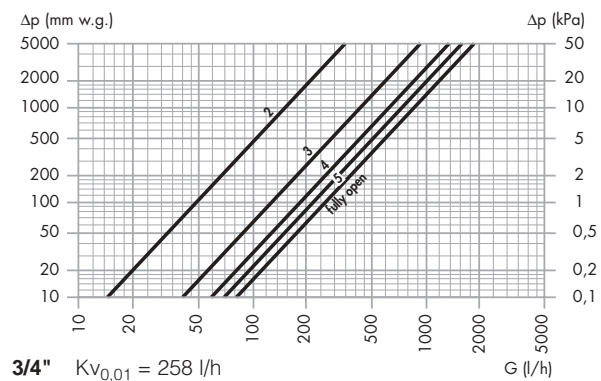
1/2" $K_{V_{0,01}} = 217$ l/h

Lockshield valves, 3/4" elbow connections, series 431



3/4" $K_{V_{0,01}} = 452$ l/h

Lockshield valves 3/4", straight connections, series 432



3/4" $K_{V_{0,01}} = 258$ l/h

Serie CNI8C de reguladores PID de temperatura



Reguladores PID de tensión, proceso y temperatura de 1/8 DIN con carcasa ultra compacta

iSeries

Serie CNi8C



- ✓ Regulador de 1/8 DIN ultra compacto
- ✓ Full Autotune PID Control
- ✓ Excitación incorporada
- ✓ Marco NEMA4 (IP65)
- ✓ Comunicación RS232, RS422/485 seleccionable desde menú

Los reguladores ultra compactos CNi8C y CNi8SC son similares al CNi8 de tamaño completo en una carcasa ultra compacta. Solamente 51 mm (2") detrás del panel.

Opciones

Sufijo del pedido	Descripción
-AL	Versión de alarma de límite (alarmas solamente, sin control PID)*2
-SM	Menú simplificado (control de encendido y apagado o alarmas, sin PID)*3
Opciones de red	
-C24	RS232 y RS485/422 aislados, 300 a 19,2 Kb*1
Alimentación	
	Entrada de potencia estándar: 90 a 240 Vca/cc, 50 a 400 Hz (no se requiere entrada)
-DC	12 a 36 Vcc, 24 Vca*1
Configuración de fábrica	
-FS	Ajuste y configuración de fábrica
-FS(RTD-1N)	Customized CNiS model for MIL-T-7990B nickel RTD input, 0 to 200°C (32 to 392°F)
-FS(RTD-2N)	Customized CNiS model for MIL-T-7990B nickel RTD input, -40 to 300°C (-40 to 572°F)
Software (Requiere opción de red)	
OPC-SERVER LICENSE	Licencia de software de driver/servidor OPC

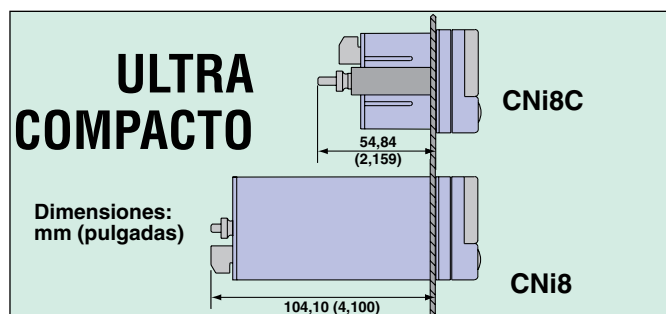
*1 "-CC" y "-C24" no están disponibles con excitación.

*2 La salida analógica no está disponible con las unidades "-AL".

*3 La opción "-SM" no está disponible en los modelos de tensión CNiS.



El modelo CNi8C33 se muestra en un tamaño inferior al real.



Para hacer su pedido

N.º de modelo	Salida 1	Salida 2
Carcasa compacta 1/8 DIN con 2 salidas de control		
CNi8C33	Relé	Relé
CNi8C34	Relé	Impulso de CC
CNi8C44	Impulso de CC	Impulso de CC
CNi8C22	SSR de 0,5 A	SSR de 0,5 A
CNi8C23	SSR de 0,5 A	Relé
CNi8C24	SSR de 0,5 A	Impulso de CC
CNi8C53	Analógica	Relé
CNi8C54	Analógica	Impulso de CC
CNi8C52	Analógica	SSR de 0,5 A
Entrada de proceso/tensión con carcasa compacta 1/8 DIN con 2 salidas de control		
CNi8C33	Relé	Relé
CNi8C44	Impulso de CC	Impulso de CC
CNi8C43	Impulso de CC	Relé
CNi8C42	Impulso de CC	SSR de 0,5 A
CNi8C22	SSR de 0,5 A	SSR de 0,5 A
CNi8C23	SSR de 0,5 A	Relé
CNi8C24	SSR de 0,5 A	Impulso de CC
CNi8C53	Analog	Relé
CNi8C54	Analog	Impulso de CC
CNi8C52	Analog	0.5 A SSR

Completo de serie con manual del operador.

Ejemplos de pedidos: CNi8C33, regulador universal de proceso y temperatura 1/8 DIN compacto con 2 salidas de relé.

iSeries Especificaciones comunes (Todos los i/8, i/16, i/32 DIN)

Universal Temperature and Process Input (DPi/CNi Models)

Accuracy: $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ temp; 0.03% rdg

Resolution: $1^{\circ}/0.1^{\circ}$; 10 μV process

Temperature Stability:

RTD: $0.04^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$

TC @ 25°C (77°F): $0.05^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$

Cold Junction Compensation

Process: 50 ppm/ $^{\circ}\text{C}$

NMRR: 60 dB

CMRR: 120 dB

A/D Conversion: Dual slope

Reading Rate: 3 samples/s

Digital Filter: Programmable

Display: 4-digit 9-segment LED
10.2 mm (0.40"); i32, i16, i16D, i8DV
21 mm (0.83"); i8 10.2 mm (0.40") and
21 mm (0.83"); i8DH **RED, GREEN,**
and **AMBER** programmable colors
for process variable, setpoint and
temperature units

Input Types: Thermocouple, RTD,
analog voltage, analog current

Thermocouple Lead Resistance:
100 Ω max

Thermocouple Types (ITS 90):

J, K, T, E, R, S, B, C, N, L (J DIN)

RTD Input (ITS 68): 100/500/1000 Ω
Pt sensor, 2-, 3- or 4-wire; 0.00385 or
0.00392 curve

Voltage Input: 0 to 100 mV, 0 to 1V,
0 to 10 Vdc

Input Impedance: 10 M Ω for 100 mV
1 M Ω for 1 or 10 Vdc

Current Input: 0 to 20 mA (5 Ω load)

Configuration: Single-ended

Polarity: Unipolar

Step Response: 0.7 sec for 99.9%

Decimal Selection:

Temperature: None, 0.1

Process: None, 0.1, 0.01 or 0.001

Setpoint Adjustment:

-1999 to 9999 counts

Span Adjustment:

0.001 to 9999 counts

Offset Adjustment:

-1999 to 9999

**Excitation (Not Included with
Communication):** 24 Vdc @ 25 mA
(not available for low-power option)

Universal Strain and Process Input (DPiS/CNiS Models)

Accuracy: 0.03% reading

Resolution: 10/1 μV

Temperature Stability: 50 ppm/ $^{\circ}\text{C}$

NMRR: 60 dB

CMRR: 120 dB

A/D Conversion: Dual slope

Reading Rate: 3 samples/s

Digital Filter: Programmable

Input Types: Analog voltage and current

Voltage Input: 0 to 100 mVdc,
-100 mVdc to 1 Vdc, 0 to 10 Vdc

Input Impedance: 10 M Ω for 100 mV;
1 M Ω for 1V or 10 Vdc

Current Input: 0 to 20 mA (5 Ω load)

Linearization Points: Up to 10

Configuration: Single-ended

Polarity: Unipolar

Step Response: 0.7 sec for 99.9%

Decimal Selection: None, 0.1, 0.01
or 0.001

Setpoint Adjustment:

-1999 to 9999 counts

Span Adjustment: 0.001 to 9999 counts

Offset Adjustment: -1999 to 9999

**Excitation (Optional In Place Of
Communication):** 5 Vdc @ 40 mA;

10 Vdc @ 60 mA

Control

Action: Reverse (heat) or direct (cool)

Modes: Time and amplitude proportional
control; selectable manual or auto PID,
proportional, proportional with integral,
proportional with derivative and anti-reset
Windup, and on/off

Rate: 0 to 399.9 s

Reset: 0 to 3999 s

Cycle Time: 1 to 199 s; set to 0 for on/off

Gain: 0.5 to 100% of span; setpoints 1 or 2

Damping: 0000 to 0008

Soak: 00.00 to 99.59 (HH:MM), or OFF

Ramp to Setpoint:
00.00 to 99.59 (HH:MM), or OFF

Auto Tune: Operator initiated from
front panel

Control Output 1 and 2

Relay: 250 Vac or 30 Vdc @ 3 A (resistive
load); configurable for on/off, PID and ramp
and soak

Output 1: SPDT, can be configured as
alarm 1 output

Output 2: SPDT, can be configured as
alarm 2 output

SSR: 20 to 265 Vac @ 0.05 to 0.5 A
(resistive load); continuous

DC Pulse: Non-isolated; 10 Vdc @ 20 mA

Analog Output (Output 1 Only):

Non-isolated, proportional 0 to 10 Vdc or
0 to 20 mA; 500 Ω max

Output 3 Retransmission:

Isolated Analog Voltage and Current

Current: 10 V max @ 20 mA output

Voltage: 20 mA max for 0 to 10 V output

Network and Communications

Ethernet: Standards compliance
IEEE 802.3 10 Base-T

Supported Protocols:

TCP/IP, ARP, HTTPGET

RS232/RS422/RS485: Selectable from
menu; both ASCII and MODBUS protocol
selectable from menu; programmable
300 to 19.2 Kb; complete programmable
setup capability; program to transmit
current display, alarm status, min/max,
actual measured input value and status

RS485: Addressable from 0 to 199

Connection: Screw terminals

Alarm 1 and 2 (Programmable)

Type: Same as output 1 and 2

Operation: High/low, above/below,
band, latch/unlatch, normally open/
normally closed and process/deviation;
front panel configurations

Analog Output (Programmable):

Non-isolated, retransmission 0 to 10 Vdc
or 0 to 20 mA, 500 Ω max (output 1 only);
accuracy is $\pm 1\%$ of FS when following
conditions are satisfied: input is not scaled
below 1% of input FS, analog output is not
scaled below 3% of output FS

General

Power: 90 to 240 Vac $\pm 10\%$, 50 to 400
Hz*, 110 to 300 Vdc, equivalent voltage

Low Voltage Power Option: 24 Vac**,
12 to 36 Vdc for DPi/CNi/DPiS/CNiS;
20 to 36 Vdc for dual display, ethernet
and isolated analog output from qualified
safety approved source

Isolation

Power to Input/Output: 2300 Vac
per 1 minute test

For Low Voltage Power Option:

1500 Vac per 1 minute test

Power to Relay/SSR Output:

2300 Vac per 1 minute test

Relay/SSR to Relay/SSR Output:

2300 Vac per 1 minute test

RS232/485 to Input/Output:

500 Vac per 1 minute test

Environmental Conditions:

All Models: 0 to 55°C (32 to 131°F)

90% RH non-condensing

Dual Display Models:

0 to 50°C (32 to 122°F), 90% RH

non-condensing (for UL only)

Protection:

DPi/CNi/DPiS/CNiS32,16,16D, 8C:

NEMA 4X/Type 4 (IP65) front bezel

DPi/CNi/DPiS/CNiS8, 8DH, 8DV:

NEMA 1/Type 1 front bezel

Approvals: UL, C-UL, CE per

2014/35/EU, FM (temperature units
only)

Dimensions

i/8 Series: 48 H x 96 W x 127 mm D

(1.89 x 3.78 x 5")

i/16 Series: 48 H x 48 W x 127 mm D

(1.89 x 1.89 x 5")

i/32 Series: 25.4 H x 48 W x 127 mm D

(1.0 x 1.89 x 5")

Panel Cutout

i/8 Series: 45 H x 92 mm W

(1.772 x 3.622"), $\frac{1}{8}$ DIN

i/16 Series: 45 mm (1.772") square,

$\frac{1}{16}$ DIN

i/32 Series: 22.5 H x 45 mm W

(0.886 x 1.772"), $\frac{1}{32}$ DIN

Weight

i/8 Series: 295 g (0.65 lb)

i/16 Series: 159 g (0.35 lb)

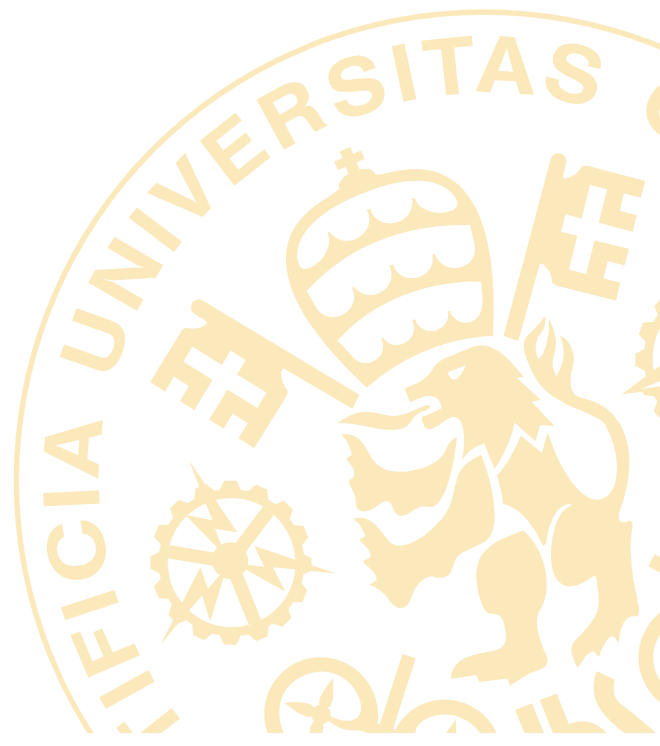
i/32 Series: 127 g (0.28 lb)

* No CE compliance above 60 Hz.

** Units can be powered safely with 24 Vac
power, but no certification for CE/UL are claimed.

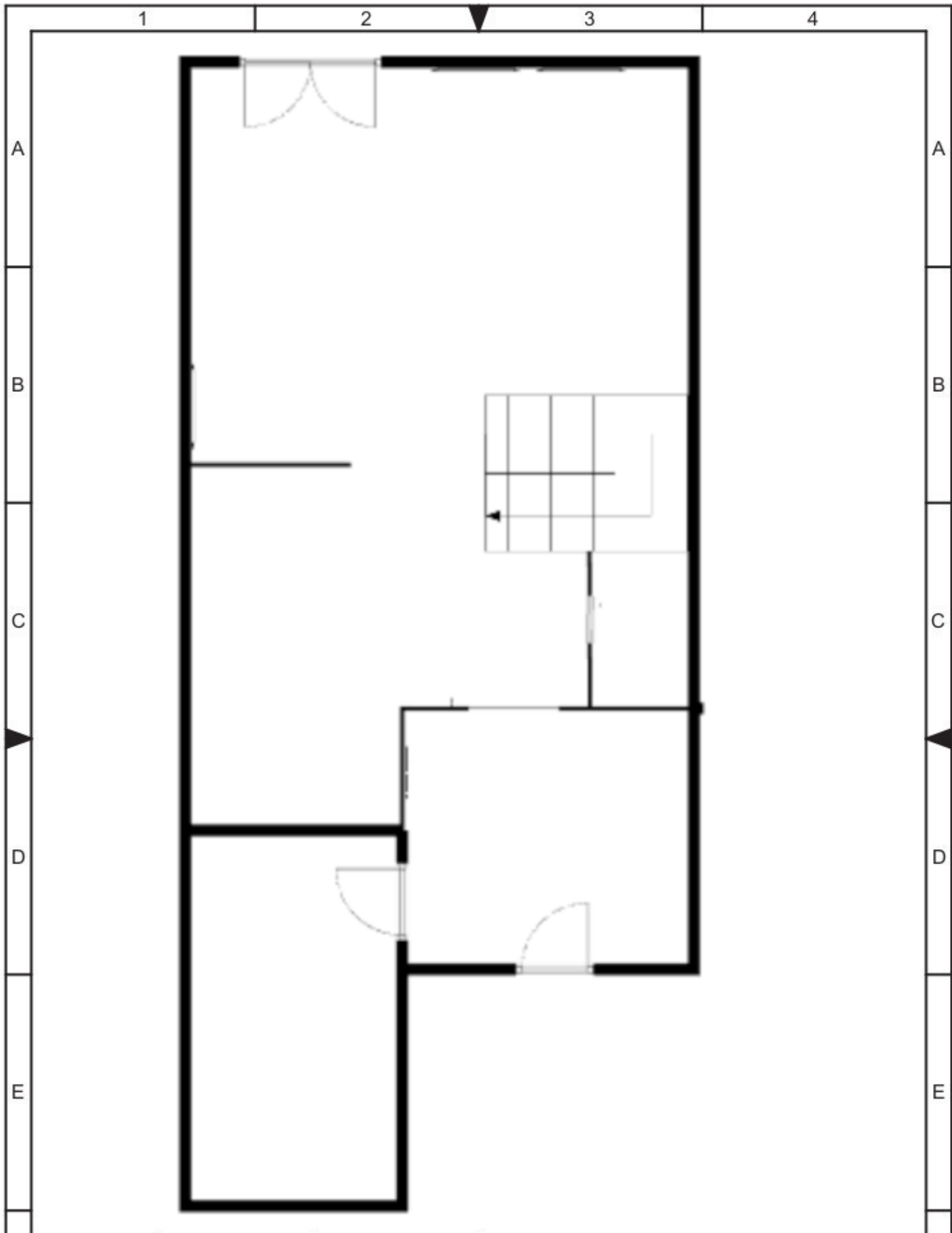
DOCUMENTO II

PLANOS

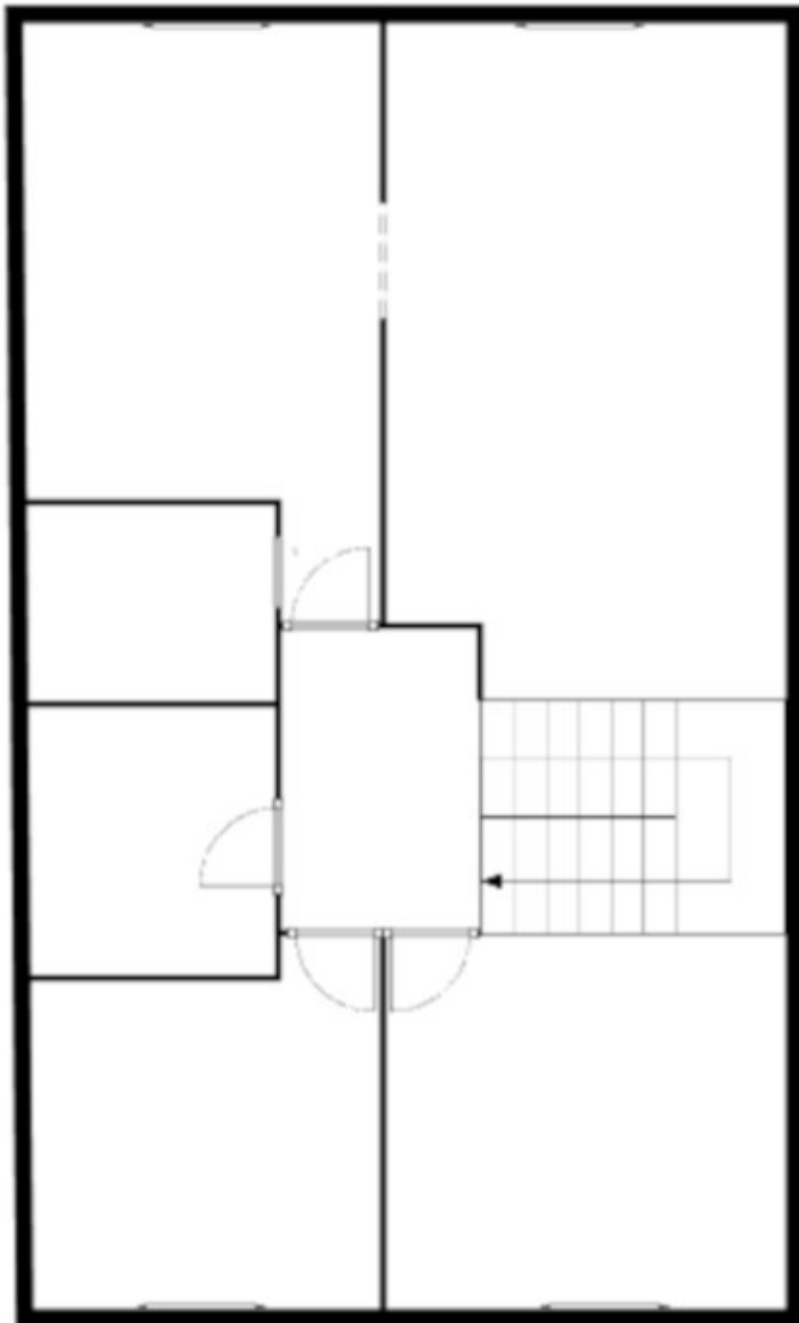


Lista de planos

- Plano 1. Boceto de la planta baja de la vivienda
- Plano 2. Boceto de la planta primera de la vivienda
- Plano 3. Boceto de la buhardilla de la vivienda
- Plano 4. Esquema eléctrico de la caldera «Sirena Mix Duo HFD 40»



MATERIAL	-		
TOLERANCIA	-		
	NOMBRE	FECHA	PLANTA BAJA
DIBUJADO	Marcos Suarez Eguizábal	27/08/2020	
COMPROBADO			
ESCALA: 1:100	FIRMA: 	I.C.A.I.	Nº DE LÁMINA: 1



MATERIAL	-	
TOLERANCIA	-	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Marcos Suarez Eguizábal	27/08/2020
COMPROBADO		

PLANTA PRIMERA

ESCALA:	FIRMA:
1:100	

I.C.A.I.

Nº DE LÁMINA:

2

1

2

3

4

A

A

B

B

C

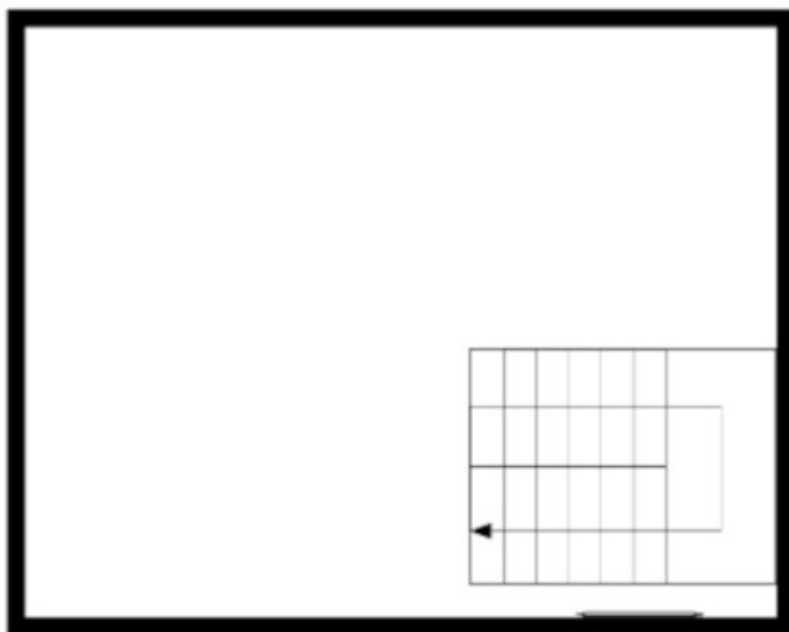
C

D

D

E

E



MATERIAL	-	
TOLERANCIA	-	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Marcos Suarez Eguizabal	27/08/2020
COMPROBADO		

BUHARDILLA

ESCALA:
1:100

FIRMA:

I.C.A.I.

Nº DE LÁMINA:
3

1

2

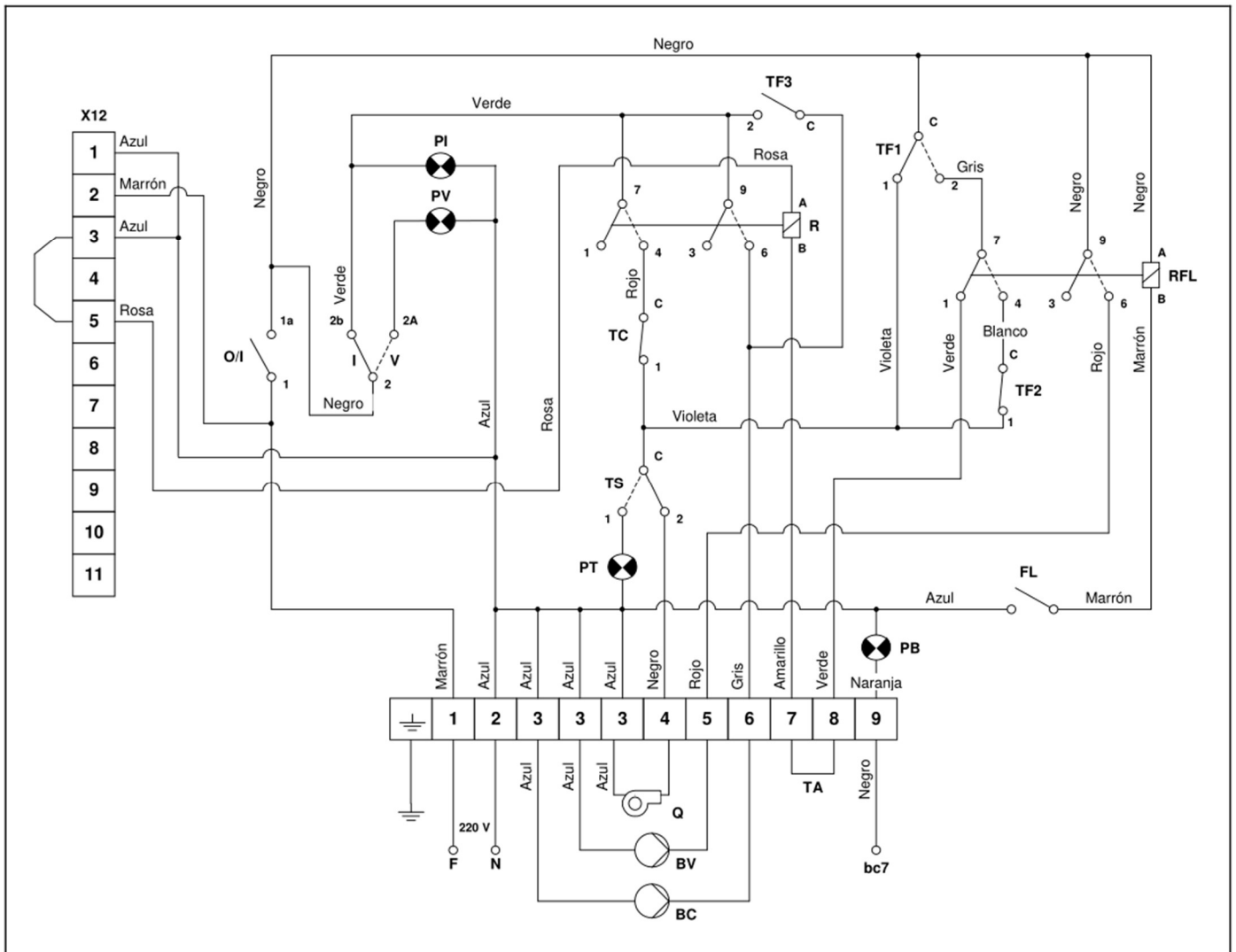
3

4

F

F

Plano 1: Esquema eléctrico de la caldera “Sirena Mix Duo HFD 40” del fabricante Domusa Teknik.



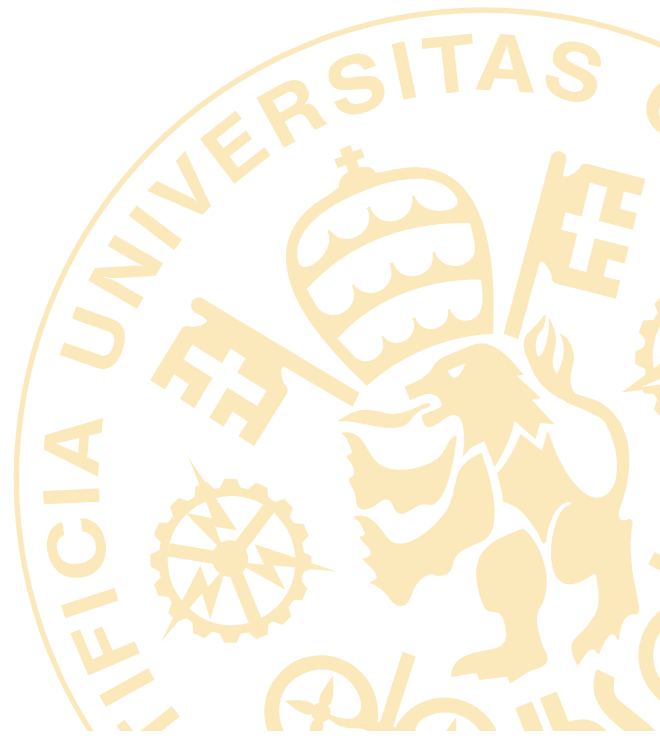
- Q:** Quemador.
- BV:** Bomba de A.C.S.
- BC:** Bomba de Calefacción.
- TA:** Termostato Ambiente.
- bc7:** Borna nº 7 del Control de Quemador.
- O/I:** Interruptor General Marcha-Paro.
- V/I:** Selector Verano-Invierno.
- TC:** Termostato de Control (en caldera).
- TS:** Termostato de Seguridad (en caldera).
- TF1:** Termostato mín. 60° (en caldera).

- TF2:** Termostato ACS max. 60° (salida ACS).
- TF3:** Termostato Anti-inercias 93°(en caldera).
- R:** Bobina de Relé.
- RFL:** Bobina de Relé del Fluxostato.
- FL:** Contacto del Fluxostato.
- PV:** Piloto luminoso de Verano.
- PI:** Piloto luminoso de Invierno.
- PT:** Piloto luminoso de Bloqueo Temp.
- PB:** Piloto luminoso de Bloqueo Quemador.
- X12:** Conector 12 vías para Programador.

DOCUMENTO III



**PLIEGO DE
CONDICIONES**



Índice

1. Condiciones generales y económicas	5
1.1. Objeto	5
1.2. Normativa aplicable	5
1.3. Responsabilidades contractuales	6
1.4. Condiciones económicas	6
2. Condiciones técnicas y particulares	7
2.1. Características de materiales y componentes	7
2.2. Plazos de ejecución	7

Capítulo 1

Condiciones generales y económicas

1.1. Objeto

Este pliego de Condiciones determina los requisitos a que se debe ajustar la ejecución de la optimización eléctrica y electrónica del sistema de calefacción cuyas características técnicas están especificadas en el correspondiente proyecto.

1.2. Normativa aplicable

El cumplimiento del objeto del presente Pliego se llevará a cabo de conformidad con lo establecido en el mismo y sus Anexos y de acuerdo con la normativa que resulte de aplicación y que a modo meramente enunciativo pero no limitativo se indica a continuación:

- **Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión** e Instrucciones Complementarias según Decreto 842/2002 de 21 de Agosto, B.O.E. nº 224 de fecha 18 de Septiembre de 2002.
- **Instrucciones Complementarias M.I.E.B.T.**
- Reglamento sobre lugares de trabajo, según **Real Decreto 486/1997 de 14 de Abril**, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo.
- Orden de 9 de Marzo de 1971, por la cual se aprueba la **Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo**, con las modificaciones y actualizaciones del Reglamento sobre lugares de trabajo y de la Ley 31/1995, de 8 de Noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.
- **Real Decreto 1627/1997 de 24 de Octubre**, por el que se establecen disposiciones mínimas de seguridad y salud en las obras de construcción.
- **Orden de 9 de marzo de 1971** Ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo, del Ministerio de Trabajo (BOE núm. 64 y 65, 16 y 17/03/1971) (C.E. - BOE núm. 82, 06/03/1971).
- **Real Decreto 486/ de 14 de abril 1997** Disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo., , del Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales (BOE núm. 97, 23/04/1997).

- **Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE)** y sus Instrucciones técnicas (IT). Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, del Ministerio de la Presidencia. B.O.E.: 29 de agosto de 2007
- **Corrección de errores del Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio**, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. Ministerio de la Presidencia. B.O.E.: 28 de febrero de 2008
- Modificación del Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio. **Real Decreto 1826/2009, de 27 de noviembre**, del Ministerio de la Presidencia. B.O.E.: 11 de diciembre de 2009
- Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias. **Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre**, del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. B.O.E.: 5 de febrero de 2009
- **Normas U.N.E.**
- **Norma UNE 20-324-78** (índice de protección de envolventes).
- **Normas UNE 108-210, 211 y 212** (Seguridad electrónica, detectores).

1.3. Responsabilidades contractuales

El Contratista deberá estar clasificado, según Orden del Ministerio de Hacienda de 18 de marzo de 1.968, en el Grupo, Subgrupo y Categoría correspondientes al proyecto. Igualmente deberá ser Instalador, provisto del correspondiente documento de calificación empresarial.

El Contratista deberá tomar todas las precauciones máximas en todas las operaciones y usos de equipos para proteger a las personas, animales y cosas de los peligros procedentes del trabajo, siendo de su cuenta las responsabilidades que por tales accidentes se ocasionen.

El Contratista mantendrá póliza de Seguros que proteja suficientemente a él y a sus empleados y obreros frente a las responsabilidades por daños, responsabilidad civil, etc. en que uno y otros pudieran incurrir para con el Contratista o para terceros, como consecuencia de la ejecución de los trabajos.

1.4. Condiciones económicas

El presupuesto del presente proyecto asciende a 305,79 €IVA excluido, siendo el porcentaje de IVA aplicable de un 21 %, ascendiendo a 64,22 €, resultando un presupuesto total de 370,00 €IVA incluido.

Capítulo 2

Condiciones técnicas y particulares

2.1. Características de materiales y componentes

Los nuevos componentes a instalar son los siguientes:

- Bomba **Yonos Para RS 25/7.0 - PWM1** del fabricante Wilo.
- Regulador PID de tensión, proceso y temperatura de 1/8 DIN con carcasa ultra compacta, modelo **CNi8C53** del fabricante Omega.
- Placa **Arduino Uno Rev3**.
- Elementos electrónicos varios, como dos resistencias de 250Ω , que deberán cumplir la legislación vigente.
- **Elementos de cableado**. Serán necesarios distintos cables y elementos eléctricos, que deberán cumplir la legislación vigente.

2.2. Plazos de ejecución

La ejecución del presente proyecto se realizará en un plazo estimado de tres horas, siempre y cuando ya se hayan adquirido los materiales correspondientes.

El proyecto se dividirá en las siguientes tareas, que aparecen con su plazo estimado de realización:

Nombre de la tarea	Duración
Vaciado de la caldera, y del sistema de calefacción si es necesario	30 min
Retirada de la bomba actual	10 min
Retirada del termostato actual	10 min
Instalación de la nueva bomba	10 min
Instalación del nuevo termostato	40 min
Instalación de la placa Arduino Uno	15 min
Conexión de todos los sistemas	15 min
Configurado y ajuste de los nuevos componentes	20 min
Comprobación del correcto funcionamiento del sistema	30 min

DOCUMENTO IV
—
PRESUPUESTO



Índice

1. Mediciones	5
2. Precios unitarios	7
3. Sumas parciales	11
4. Presupuesto general	13

Capítulo 1

Mediciones

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PARCIAL	TOTAL
CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO				
01.01	RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO Retirada de la bomba y el termostato presentes en la instalación, además del vaciado del circuito de calefacción.	1	1	1
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES				
02.01	ADQUISICIÓN DE LA NUEVA BOMBA Compra de la nueva bomba, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	1	1
02.02	ADQUISICIÓN DEL NUEVO TERMOSTATO Compra del nuevo termostato, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	1	1
02.03	ADQUISICIÓN DE LA PLACA ARDUINO UNO Compra de la placa Arduino Uno Rev3, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	1	1
CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES				
03.01	INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES Instalación de los nuevos componentes, llenado del circuito de calefacción, realización del cableado pertinente y puesta en marcha.	1	1	1

Capítulo 2

Precios unitarios

Cuadro de precios N°1

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	PRECIO EN LETRA	IMPORTE
CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO			
01.01	RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO Retirada de la bomba y el termostato presentes en la instalación, además del vaciado del circuito de calefacción.	TREINTA EUROS con NOVENTA Y NUEVE CÉNTIMOS	30,99
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES			
02.01	ADQUISICIÓN DE LA NUEVA BOMBA Compra de la nueva bomba, junto con el transporte hasta el domicilio.	CUARENTA Y UN EUROS con TREINTA Y DOS CÉNTIMOS	41,32
02.02	ADQUISICIÓN DEL NUEVO TERMOSTATO Compra del nuevo termostato, junto con el transporte hasta el domicilio.	CIENTO VEINTITRÉS EUROS con NOVENTA Y SIETE CÉNTIMOS	123,97
02.03	ADQUISICIÓN DE LA PLACA ARDUINO UNO Compra de la placa Arduino Uno Rev3, junto con el transporte hasta el domicilio.	DIECISÉIS EUROS con CINCUENTA Y TRES CÉNTIMOS	16,53

CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES

03.01	INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES Instalación de los nuevos componentes, llenado del circuito de calefacción, realización del cableado pertinente y puesta en marcha.	92,98
-------	--	--------------

NOVENTA Y DOS EUROS con NO-
VENTA Y OCHO CÉNTIMOS

Cuadro de precios N°2

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO		
01.01	RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO Retirada de la bomba y el termostato presentes en la instalación, además del vaciado del circuito de calefacción.	
	Mano de obra.....	23,24
	Maquinaria.....	7,75
	TOTAL PARTIDA.....	30,99
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES		
02.01	ADQUISICIÓN DE LA NUEVA BOMBA Compra de la nueva bomba, junto con el transporte hasta el domicilio.	
	Mano de obra.....	0,00
	Maquinaria.....	41,32
	TOTAL PARTIDA.....	41,32
02.02	ADQUISICIÓN DEL NUEVO TERMOSTATO Compra del nuevo termostato, junto con el transporte hasta el domicilio.	
	Mano de obra.....	18,60
	Maquinaria.....	105,37
	TOTAL PARTIDA.....	123,97

02.03	ADQUISICIÓN DE LA PLACA ARDUINO UNO Compra de la placa Arduino Uno Rev3, junto con el transporte hasta el domicilio.		
		Mano de obra.....	0,00
		Maquinaria.....	16,53
		TOTAL PARTIDA.....	16,53
CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES			
03.01	INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES Instalación de los nuevos componentes, llenado del circuito de calefacción, realización del cableado pertinente y puesta en marcha.		
		Mano de obra.....	74,38
		Maquinaria.....	18,60
		TOTAL PARTIDA.....	92,98

Capítulo 3

Sumas parciales

CÓD.	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO				
01.01	RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO Retirada de la bomba y el termostato presentes en la instalación, además del vaciado del circuito de calefacción.	1	30,99	30,99
COSTE TOTAL DEL CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO = 30,99				
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES				
02.01	ADQUISICIÓN DE LA NUEVA BOMBA Compra de la nueva bomba, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	41,32	41,32
02.02	ADQUISICIÓN DEL NUEVO TERMOSTATO Compra del nuevo termostato, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	123,97	123,97
02.03	ADQUISICIÓN DE LA PLACA ARDUINO UNO Compra de la placa Arduino Uno Rev3, junto con el transporte hasta el domicilio.	1	16,53	16,53
COSTE TOTAL DEL CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES = 181,82				
CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES				
03.01	INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES Instalación de los nuevos componentes, llenado del circuito de calefacción, realización del cableado pertinente y puesta en marcha.	1	92,98	92,98
COSTE TOTAL DEL CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES = 92,98				

Capítulo 4

Presupuesto general

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO.....	30,99
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES.....	181,82
CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES.....	92,98

TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL..... 305,79

«ASCIENDE EL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL DE LA SUSTITUCIÓN DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO A LA CANTIDAD DE TRESCIENTOS CINCO EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS (305,79€)»

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

CAPÍTULO 1. RETIRADA DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO.....	30,99
CAPÍTULO 2. ADQUISICIÓN DE NUEVOS COMPONENTES.....	181,82
CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN DE LOS NUEVOS COMPONENTES.....	92,98

TOTAL.....	305,79
0,00 % Gastos generales.....	0,00
0,00 % Beneficio industrial.....	0,00

TOTAL.....	305,79
21,00 % I.V.A.....	64,22

TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL..... 370,00

«ASCIENDE EL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA DE LA SUSTITUCIÓN DE LA BOMBA Y EL TERMOSTATO A LA CANTIDAD DE TRESCIENTOS SETENTA EUROS (370,00€)»

En Madrid a 28 de agosto de 2020, el ingeniero autor del proyecto, Marcos Suárez Eguizábal

