



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

Diseño de una unidad de tratamiento de aire para una sala de ensayos

Autor:

Luengo Vicente, Guzmán

Tutor(es):

**Giménez Olavarria, Blanca
Dpto.Ingeniería Energética y
Fluidiomecánica**

**Sáez, Hugo
Buildings & Mechanics /AVL
Ibérica**

Valladolid, Julio 2022.

RESUMEN

Este trabajo de fin de grado tiene como objetivo mostrar el proceso llevado a cabo para realiza el diseño de una unidad de tratamiento de aire (UTA) a través del modelado 3D, que conforma una parte fundamental en la fabricación y diseño de la unidad. La principal herramienta utilizada ha sido el programa de diseño 3D, SOLIDWORKS de Dassault Systemes.

Además, se incidirá en los procesos de acondicionamiento que va a seguir el aire, desde el exterior hasta su salida de la unidad incluyendo, el análisis de las pérdidas de carga del circuito de agua, que forma parte del funcionamiento de las baterías de frío con las que cuenta el equipo y del cálculo de algunos parámetros necesarios para el diseño completo de la unidad.

PALABRAS CLAVE

Unidad de tratamiento de aire.

Modelo 3D.

SolidWorks.

Pérdidas de carga.

Modelado de Fluidos.

ABSTRACT

This final degree project focuses on the process of the design of an Air Treatment Unit (ATU) developed by 3D design, which is an essential part of the manufacturing and design of the unit. The main work tool used has been the 3D design software SOLIDWORKS by Dassault Systemes.

In addition, the air treatment process will be checked from its starting point, outdoors to the very final of the ATU. Furthermore, pressure drop, which takes place during water transfer to the ATU air cooler, will be carefully analysed as well as some parameters involved to complete the final design of the machine.

KEYWORDS

Air treatment unit (ATU).

3D design.

SolidWorks.

Pressure drops.

Fluids simulation.

ÍNDICE

1.INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	11
1.1 Introducción	11
1.2 Objetivos	12
2.Descripción de la unidad de tratamiento del aire	15
2.1 Condiciones de partida	15
2.2 Descripción de los procesos que sufre el aire	16
2.3 Descripción de la unidad de tratamiento del aire.....	19
2.3.1 Configuraciones de la unidad de tratamiento del aire.....	23
2.4 Circuitos en la instalación.....	28
2.5 Caracterización de los procesos que sufre el aire	33
2.5.1 Filtrado.....	34
2.5.2 Primer calentamiento	35
2.5.3 Impulsión	37
2.5.4 Primer enfriamiento	38
2.5.5 Separador de gotas.....	41
2.5.6 Deshumidificación	43
2.5.7 Segundo enfriamiento	46
2.5.8 Segundo calentamiento.....	50
2.5.9 Humectación	52
2.5.10 Tercer enfriamiento	55
3. Cálculos para el diseño de la unidad.	58
3.1 Circuito de agua fría, condiciones de diseño	58
3.1.1 Pérdidas de carga en el circuito de agua fría	68
3.2 Circuito de drenaje	82
3.2.1 Diseño del conducto de drenaje a partir del cálculo de los condensados	83
4. Modelo 3D y su uso a la hora del diseño y fabricación final.	84
4.1 SolidWorks	85
4.2 Fases en la concepción del diseño.	85
4.3 Diseño de los conductos de ventilación	96
4.3.1 Softwares utilizados.....	96

4.3.2 Resultados Simulaciones CFD	97
4.3.3 Elección final	115
5. Aspecto económico.....	121
6.CONCLUSIONES	123
7.BIBLIOGRAFÍA.....	125
8.ANEXOS.....	127

Índice de figuras.

Figura 1: Resumen de temperaturas en Suecia ¹	15
Figura 2: Esquema del equipo.	18
Figura 3: Esquema de la disposición de la unidad de tratamiento de aire. ...	20
Figura 4: Localización de los procesos en la UTA.	21
Figura 5: Evolución del aire ejemplo.....	22
Figura 6: Esquema de los equipos de la configuración básica.	24
Figura 7: Esquema de los equipos de la configuración intermedia.	26
Figura 8: Esquema de la configuración final.....	27
Figura 9: Esquema del circuito de agua fría.	29
Figura 10: Sifón.....	32
Figura 11: Filtro.....	34
Figura 12: Batería de resistencias ¹¹	35
Figura 13: Evolución del aire tras su paso por las resistencias.	36
Figura 14: Ventilador. ¹²	38
Figura 15: Evolución del aire tras su paso por la batería de frío.....	39
Figura 16: Geometría del separador de gotas. ¹⁴	41
Figura 17: Diámetro de gota eliminada.....	42
Figura 18: Pérdida de carga del separador de gotas.	43
Figura 19: Esquema de intercambiador rotativo.	44
Figura 20: Evolución del aire de proceso tras su paso por la etapa de deshumidificación.....	45
Figura 21: Evolución del aire tras su paso por la segunda batería de frío.	47
Figura 22: Evolución del aire en la segunda batería de enfriamiento (condensados máximos).....	49
Figura 23: Evolución del aire tras su paso por la segunda batería de calentamiento.	51
Figura 24: Lanzas de vapor. ¹⁷	53
Figura 25: Evolución del aire tras su paso por el proceso de humectación...54	
Figura 26: Batería de expansión directa.	56

Figura 27: Evolución del aire tras su paso por la batería de expansión directa.	57
Figura 28: Circuito de agua fría de la instalación.	59
Figura 29: Válvula de mariposa. ¹⁸	60
Figura 30: Válvula neumática. ¹⁹	61
Figura 31: Filtro. ²⁰	61
Figura 32: Válvula de seguridad. ²¹	62
Figura 33: Válvula de alivio. ²²	62
Figura 34: Detalle de las válvulas de regulación.	63
Figura 35: Lazo de regulación de la batería de frío (Bypass).	63
Figura 36: Dimensionado de la válvula de 3 vías.	65
Figura 37: TA, válvula de balanceo.	66
Figura 38: Pérdida de carga en función del número de giros. ²⁴	66
Figura 39: Válvula de dos vías (Flow saving) ¹⁹ .	67
Figura 40: Válvula antirretorno.	68
Figura 41: Densidad del agua-glicol en función de la temperatura y de la concentración. ²⁵	69
Figura 42: Viscosidad del agua-glicol en función de la temperatura y de la concentración. ²⁵	70
Figura 43: Valores del coeficiente de pérdida localizada.	73
Figura 44: Valor del coeficiente del caudal del filtro. ²⁰	74
Figura 45: Valor del coeficiente de caudal de la válvula antirretorno.	75
Figura 46: Análisis de las pérdidas de carga en el circuito 1 (primer enfriamiento).	75
Figura 47: Circuito1 primer enfriamiento.	76
Figura 48: Tramo 1. Circuito 1.	77
Figura 49: Tramo 2. Circuito 1.	78
Figura 50: Tramo 3. Circuito 1.	79
Figura 51: Tramo 4. Circuito 1.	80
Figura 52: Circuito de drenaje en azul turquesa.	82
Figura 53: Diseño preliminar a mano alzada.	86
Figura 54: Disposición de los módulos y dimensiones generales.	87
Figura 55: Disposición de los módulos.	87
Figura 56: Rueda de secado.	88
Figura 57: Perfil de la unidad.	89
Figura 58: Ruteado del circuito de agua fría.	90
Figura 59: Cambios en las válvulas de corte.	91
Figura 60: Modelo previo a la actualización de la válvula de mariposa.	91
Figura 61: Modelo modificado (reducción del armario).	92
Figura 62: Estructura de la unidad.	93
Figura 63: Interfaz de entrada y salida de refrigerante.	94
Figura 64: UTA en fabricación.	95
Figura 65: Geometría del modelo cajas.	98

Figura 66: Simulación modelo cajas. Pretratamiento (contorno).....	98
Figura 67: Simulación modelo cajas. Pretratamiento (vectores).....	99
Figura 68: Salida modelo cajas. Pretratamiento.	100
Figura 69: Modelo cajas. Postratamiento (contorno).....	100
Figura 70: Modelo cajas. Postratamiento (vectores).....	101
Figura 71: Salida modelo cajas. Postratamiento.....	101
Figura 72: Geometría del modelo cajas con codos redondeados.....	102
Figura 73: Modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento (contorno).	103
Figura 74: Modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento (vectores).	103
Figura 75: Salida modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento..	104
Figura 76: Modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento (contorno).	104
Figura 77: Modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento (vectores).	105
Figura 78: Salida modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento.	105
Figura 79: Geometría modelo tubo circular con adaptación.	106
Figura 80: Modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento (contorno).	107
Figura 81: Modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento (vectores).	107
Figura 82: Salida modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento....	108
Figura 83: Modelo tubo circular con adaptación. Postratamiento (contorno).	109
Figura 84: Modelo tubular con adaptación. Postratamiento (vectores).	109
Figura 85: Salida modelo tubo circular con adaptación. Postratamiento. ..	110
Figura 86: Geometría del modelo circular con adaptación excéntrica.	110
Figura 87: Modelo circular con adaptación excéntrica. Pretratamiento (contorno).	111
Figura 88: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (vectores).	112
Figura 89: Salida modelo circular con adaptación excéntrica. Pretratamiento.	112
Figura 90: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (contorno).	113
Figura 91: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (vectores).	114
Figura 92: Salida modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento	114
Figura 93: Geometría de la opción final.	116
Figura 94: Opción final. Pretratamiento (contorno).....	116
Figura 95: Opción final. Pretratamiento (corte).	117

Figura 96: Opción final. Pretratamiento (vectores).	117
Figura 97: Salida opción final. Pretratamiento.	118
Figura 98: Opción final. Postratamiento (contorno).	119
Figura 99: Corte opción final. Postratamiento (contorno).....	119
Figura 100: Opción final. Postratamiento (vectores).....	120
Figura 101: Salida opción final. Postratamiento.	120

Índice de tablas

Tabla 1: Leyenda de los componentes del equipo en el esquema.	19
Tabla 2: Condiciones de los puntos de los procesos ejemplificativos.	23
Tabla 3: Punto de congelación del agua según el porcentaje de glicol.	29
Tabla 4: Leyenda de las válvulas del circuito de agua.	30
Tabla 5: Dimensiones del sifón según fabricantes ³	31
Tabla 6: Características de la primera batería de resistencias.	36
Tabla 7: Condiciones de los puntos extremos para la batería.....	37
Tabla 8: Características de los ventiladores.	37
Tabla 9: Datos técnicos de la primera batería de frío. ¹³	39
Tabla 10: Condiciones de los puntos extremos e intermedios de la batería...40	
Tabla 11: Datos técnicos del equipo de secado. ¹⁵	44
Tabla 12: Condiciones de los puntos extremos de la deshumidificación.....46	
Tabla 13: Datos técnicos de la segunda batería de frío. ¹⁶	47
Tabla 14: Condiciones de los puntos extremos de la batería de frío.	48
Tabla 15: Condiciones extremas de los puntos con condensados máximos. .49	
Tabla 16: Datos técnicos de la segunda batería de calentamiento. ¹¹	51
Tabla 17: Condiciones de los puntos extremo de la batería de resistencias. .52	
Tabla 18: Datos técnicos de los humidificadores.....	53
Tabla 19: Condiciones de los puntos extremos del proceso de humectación.54	
Tabla 20: Datos técnicos de la batería de expansión directa.....	56
Tabla 21: Condiciones de los puntos extremos de la batería de expansión directa.	57
Tabla 22: Valores de la rugosidad para distintos materiales.	74
Tabla 23: Pérdidas de carga en cada válvula circuito 1.	76
Tabla 24: Pérdidas de carga en cada discontinuidad.	77
Tabla 25: Pérdidas de carga tramo 1.	78
Tabla 26: Pérdidas de carga tramo 2.	79
Tabla 27: Pérdida de carga tramo 3.	80
Tabla 28: Pérdida de carga tramo 4.	81
Tabla 29: Sumatorio de pérdidas de carga del circuito 1.	81
Tabla 30: Resumen resultado simulaciones.....	115

Índice de ecuaciones

Ecuación 1: Balance de masas al H ₂ O en la primera batería de frío.	40
Ecuación 2: Balance de masas al H ₂ O en la segunda batería.	50
Ecuación 3: Ecuación de la energía para flujo estacionario.	70
Ecuación 4: Pérdidas de carga en una tubería.	71
Ecuación 5: Altura de pérdidas por fricción.	71
Ecuación 6: Ecuación de Colebrook.	71
Ecuación 7: Aproximación para el coeficiente de fricción.	71
Ecuación 8: Número de Reynolds.	72
Ecuación 9: Altura de pérdidas por discontinuidades.	72
Ecuación 10: Pérdidas de carga desglosada.	73
Ecuación 11: Expresión del coeficiente de caudal.	74
Ecuación 12: Ecuación de la energía despejada.	83
Ecuación 13: Caudal.	84
Ecuación 14: Área del círculo.	84

1.INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

La legislación es cada vez más restrictiva con respecto a la generación de productos contaminantes, esto afecta tanto a grandes empresas como a particulares en el precio de los carburantes, productos tóxicos como refrigerantes...

El sector automovilístico está sufriendo muchos cambios en este aspecto en los últimos años en busca de una transición energética a combustibles menos contaminantes. Esta transición no es instantánea, por tanto, las empresas buscan modificar sus equipos de generación de energía para poder cumplir las legislaciones vigentes. Para aprobar estos cambios es necesario ensayar las modificaciones implementadas en condiciones similares a las de su vida útil.

Para simular estas condiciones existen las salas de ensayos o test cells, capaces de acondicionar en temperatura, humedad e incluso presión de la sala gracias a unos equipos.

AVL es una de las mayores empresas dedicada a la simulación, ensayo e integración en el vehículo de sistemas de propulsión, capaz de proveer entornos de desarrollo, medios de ensayo y medición (salas de ensayos).

Las salas de ensayos se pueden clasificar según las condiciones que se desean simular.

- Climática: capaz de simular temperaturas inferiores a 0°C, necesario secar el aire para que no se produzcan condensados.
- Ambiente: para temperaturas positivas.
- Altimétrica: capaz de regular la presión aumentando o reduciendo el flujo de aire que entra en la sala con respecto al que sale.

A través de las necesidades estudiadas en el mercado y en busca de encontrar una vía de negocio, AVL comienza con el desarrollo de una unidad de tratamiento del aire capaz de tener un amplio rango de temperaturas y de grados de secado o de humidificación, consiguiendo así una amplia gama de posibilidades (versatilidad). Todo esto con un diseño compacto y unas dimensiones competitivas para poder ajustarse al espacio disponible en cada instalación.

La máquina está enfocada al sector automovilístico con la simulación de motores de encendido provocado, encendidos por compresión, de pila de hidrógeno...

La justificación de la fabricación de esta unidad de tratamiento del aire nace de la necesidad en las salas climáticas (simulación $T < 0^{\circ}\text{C}$) de secar el aire hasta conseguir disminuir el punto de rocío unos 10°C por debajo de la temperatura mínima que la sala quiere simular para asegurar que no se producen condensados.

En este caso, la instalación será destinada para la simulación de camiones, el motor de los camiones tendrá un consumo de aire en la sala, de ahí la constante necesidad de introducir aire manteniendo las condiciones de la simulación. Además de utilizarlo para desclasificar la sala, (no tener una atmósfera explosiva).

1.2 Objetivos

El principal objetivo de este trabajo de fin de grado es el método de obtención de aire frío y seco para una sala de ensayos en Suecia, para ello se ha diseñado una unidad de tratamiento del aire que realiza más funciones que simplemente enfriar y secar el aire, consiguiendo versatilidad en el producto.

El punto de partida son las condiciones del emplazamiento donde se instalará el equipo y las que desea el cliente simular en su sala.

A partir de ahí mediante una introducción a las condiciones capaces de cubrir la unidad con los distintos procesos que incorpora se incidirá en la evolución del aire por la unidad.

Además, se explicará cómo se han dimensionado los componentes del circuito de agua fría mediante el cálculo de las pérdidas de carga para cumplir los requerimientos de la instalación y cómo se ha llevado a cabo el dimensionado de la tubería del circuito de drenaje.

Mediante el proceso de diseño 3D se ejemplificará los cambios realizados en la unidad hasta la concepción final del proceso. Para la concepción de los conductos de ventilación se comprobará su viabilidad en la unidad gracias a las simulaciones CFD.

Para finalizar con un balance económico aproximado del equipo.

La metodología para alcanzar el objetivo será:

- Caracterización completa de la unidad de tratamiento de aire.
 - Rangos de temperatura.
 - Circuitos.
 - Procesos.
 - Configuraciones.
- Dimensionado de circuitos.
 - Dimensionar el circuito de agua fría.
 - Cálculo de las pérdidas de carga en el circuito de agua fría.
 - Dimensionar el circuito de drenaje.
- Modelado del equipo en Solidworks.
 - Metodología de trabajo (Modificaciones).
 - Simular distintos diseños 3D de los conductos de ventilación en busca de comprobar una solución óptima.
- Cálculo aproximado de los costes de la unidad.

2.Descripción de la unidad de tratamiento del aire

2.1 Condiciones de partida

Para el diseño de una sala de ensayos en el caso de que se necesiten grandes volúmenes de aire y procedan del exterior, es importante conocer y tener en cuenta el emplazamiento del proyecto, ya que las condiciones exteriores a las que se introducirá el aire determinarán los procesos que se necesitarán para acondicionar el aire y la potencia necesaria en cada uno de ellos. Para ello será necesario las temperaturas comúnmente capaces de alcanzar durante el año en la región de nuestra instalación.

En el caso que nos concierne, la instalación se realizará en Suecia país situado en la península escandinava.

Las temperaturas recogidas en las estaciones meteorológicas de Suecia durante un período de tiempo de 20 años vienen reflejadas en la Figura 1, que muestra que el mes más frío es enero, con una temperatura mínima media de -6°C y el mes más cálido es julio con una temperatura máxima media de 22°C.

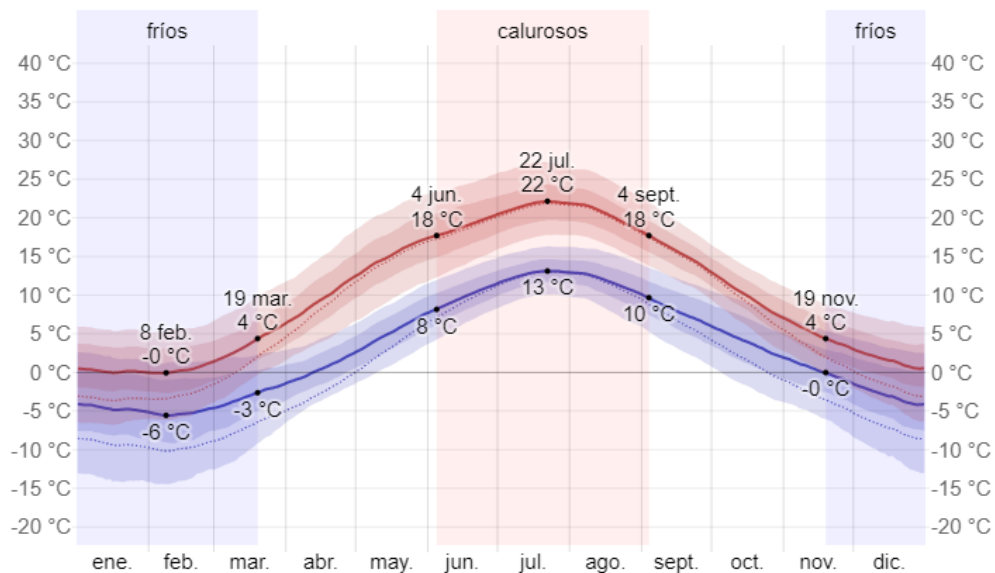


Figura 1: Resumen de temperaturas en Suecia ¹

A la hora de dimensionar la instalación se va a considerar las temperaturas máximas y mínimas que son las que requerirán una mayor potencia de la máquina. En el caso de Suecia se ha considerado una temperatura mínima en

Invierno de -10°C con una humedad relativa del 72% y una temperatura máxima en verano de 25°C con una humedad relativa del 63%.

En la sala de ensayos se van a querer simular las siguientes condiciones:

- Rango de temperaturas de -25°C hasta $+40^{\circ}\text{C}$.
- Caudal de aire 6000 kg/h.

Se debe asegurar que la temperatura deseada en la sala sea la apropiada con un margen de $\pm 3^{\circ}\text{C}$ cumpliendo que no se produzca ningún condensado.

2.2 Descripción de los procesos que sufre el aire

Para alcanzar las condiciones especificadas en la sala de ensayos, la unidad de tratamiento de aire debe seguir una serie de procesos encargados de acondicionar el aire. No todos los procesos tienen por qué funcionar a la vez, serán regulados mediante unos sensores situados en cada uno de los módulos de la unidad. Además, serán necesarios una serie de circuitos que abastecen de agua fría, de aire comprimido y de refrigerante a los equipos.

El objetivo principal de la UTA es obtener aire frío y seco. Mediante una gama de combinaciones que el cliente podrá elegir dependiendo de las condiciones de partida y las condiciones objetivo, pero no serán los únicos procesos que vaya a sufrir el aire en su interior.

Hay unos módulos invariables en cualquiera de las 3 configuraciones disponibles que se tratarán en el punto 2.2.1.

Los procesos fijos con los que va a contar la UTA son:

- Filtrado: la etapa inicial en la que el aire es limpiado de impurezas que pudiera tener del exterior se va a mantener en todas las configuraciones.
- Impulsión: el ventilador encargado de asumir la pérdida de carga del circuito va a ser invariable indiferentemente de las condiciones a alcanzar.
- Primer enfriamiento: encargado de fijar la temperatura de entrada a la rueda de secado mediante un primer enfriamiento del aire va a ser fijo en la UTA.
- Separador de gotas: proceso que no influye en las temperaturas del proceso, pero que es necesario debido al diseño de los conductos que conectan la UTA con el módulo de deshumidificación.
- Deshumidificación: proceso fijo de secado del aire a través de un intercambiador rotativo.
- Segundo enfriamiento: tras la deshumidificación el aire está a una temperatura elevada, por ello se enfría, no debería de condensar nada

de agua porque el aire está muy seco, pero quizá se produzca algún condensado

Además, hay otros procesos opcionales:

- Primer calentamiento: en caso de que la temperatura de entrada del aire sea muy baja.
- Segundo calentamiento: en caso de que las temperaturas de la sala sean superiores a 6°C (salida segundo enfriamiento).
- Humectación: necesario si se va a modificar la humedad de la sala en el ensayo.
- Tercer enfriamiento: proceso evaporativo necesario en caso de que las temperaturas a simular en la sala sean inferiores a 6°C.

En la Figura 2 se muestra un esquema de todos estos procesos.

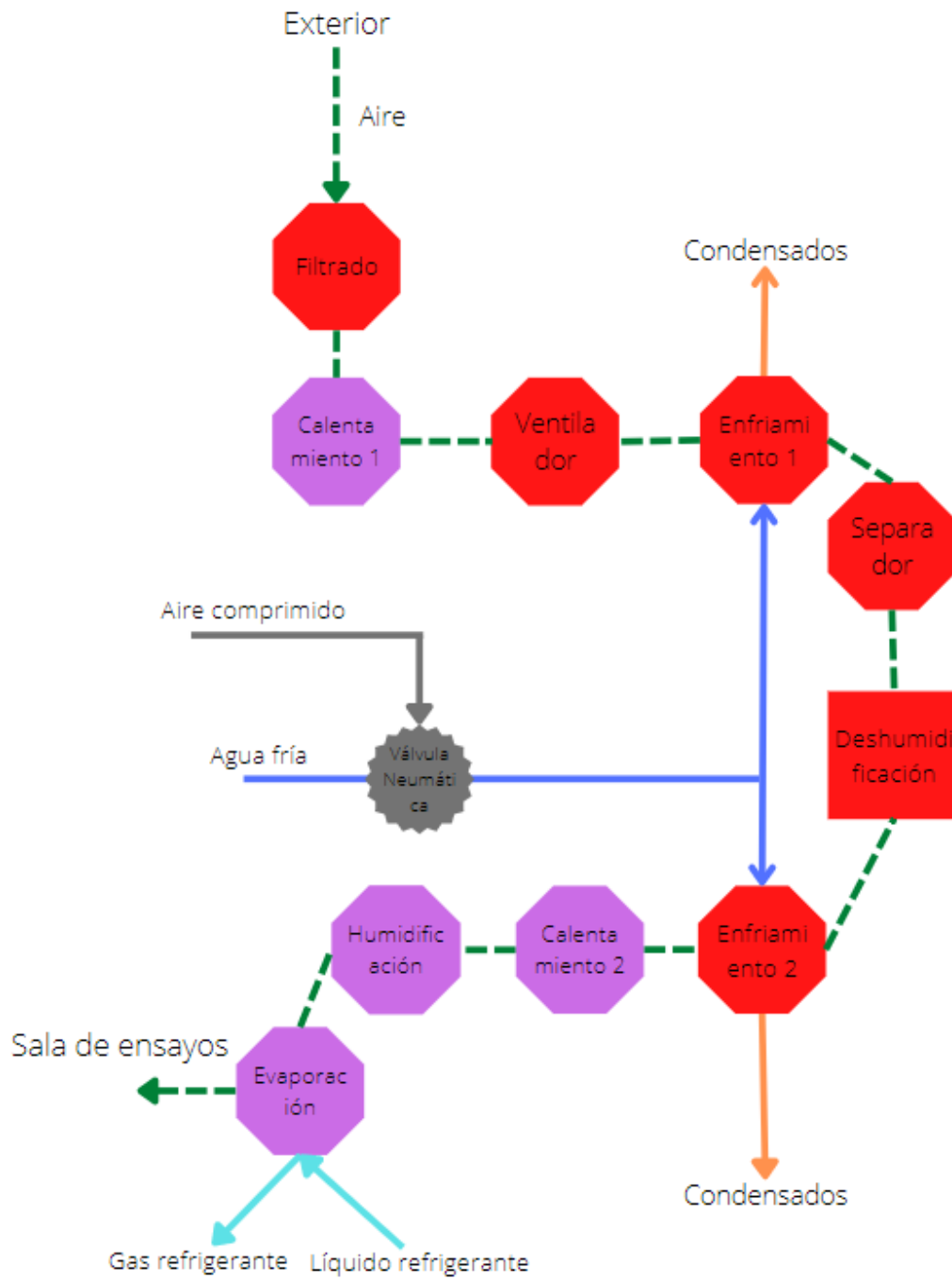


Figura 2: Esquema del equipo.










	Módulos fijos internos
	Módulos opcionales internos
	Módulo fijo externo
	Válvulas
	Circuito de aire
	Circuito de agua fría
	Circuito de drenajes
	Circuito refrigera
	Circuito aire comprimido

Tabla 1: Leyenda de los componentes del equipo en el esquema.

2.3 Descripción de la unidad de tratamiento del aire

La UTA va a contar con dos módulos principales claramente diferenciables, el superior por el que circulará el aire y el inferior en el que se dispondrá de los circuitos y válvulas necesarios para su funcionamiento. Además, contará con un módulo exterior a la máquina, una rueda de secado encargada de secar el aire conectada a la unidad mediante unos conductos de ventilación.

La UTA se puede dividir en módulos delimitados por la estructura soporte de la unidad que se podrán abrir para mantenimiento. Cada módulo, además del componente, contará con sensores para llevar un seguimiento del proceso y modificar las condiciones de trabajo de los componentes. El módulo exterior es el dedicado a la deshumidificación.

Viendo de forma esquemática las zonas comentadas en la Figura 3.

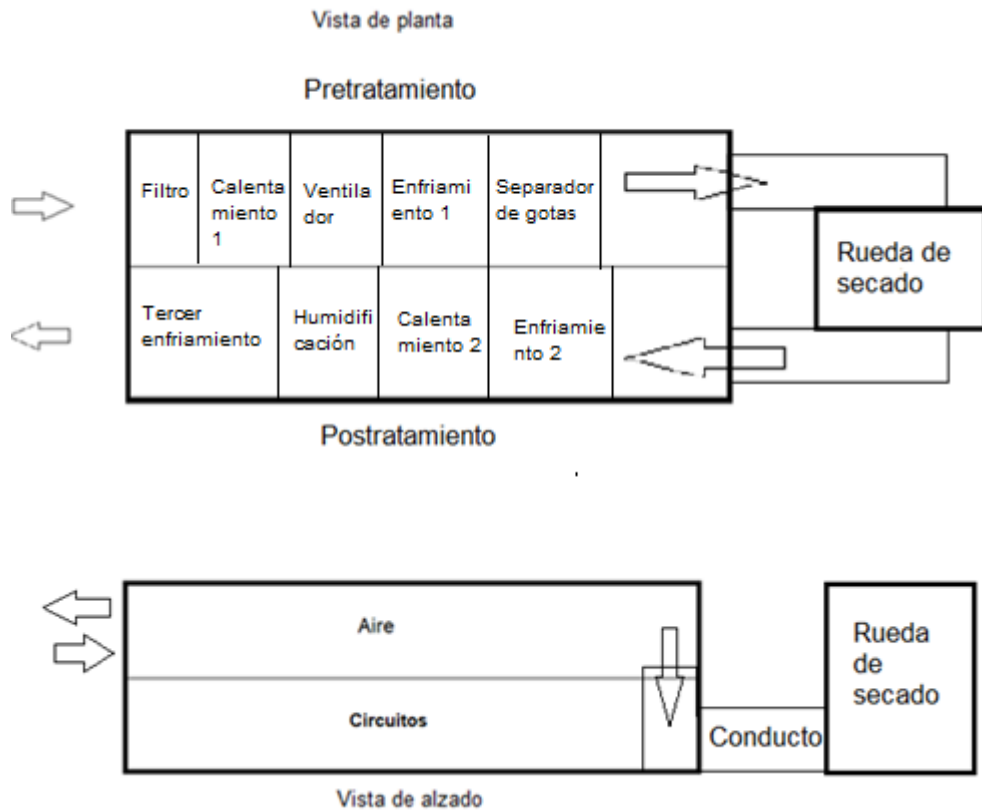


Figura 3: Esquema de la disposición de la unidad de tratamiento de aire.

La unidad completa teniendo en cuenta la rueda de secado constará de unos conductos que guían el aire desde la zona de pretratamiento pasando por la rueda de secado hasta la zona de postratamiento. Del diseño de estos conductos se tratará más adelante.

La disposición de cada proceso y el orden seguido se puede ver en la Figura 4, indicado mediante flechas rojas la zona de pretratamiento y la zona de postratamiento indicada con flechas verdes.

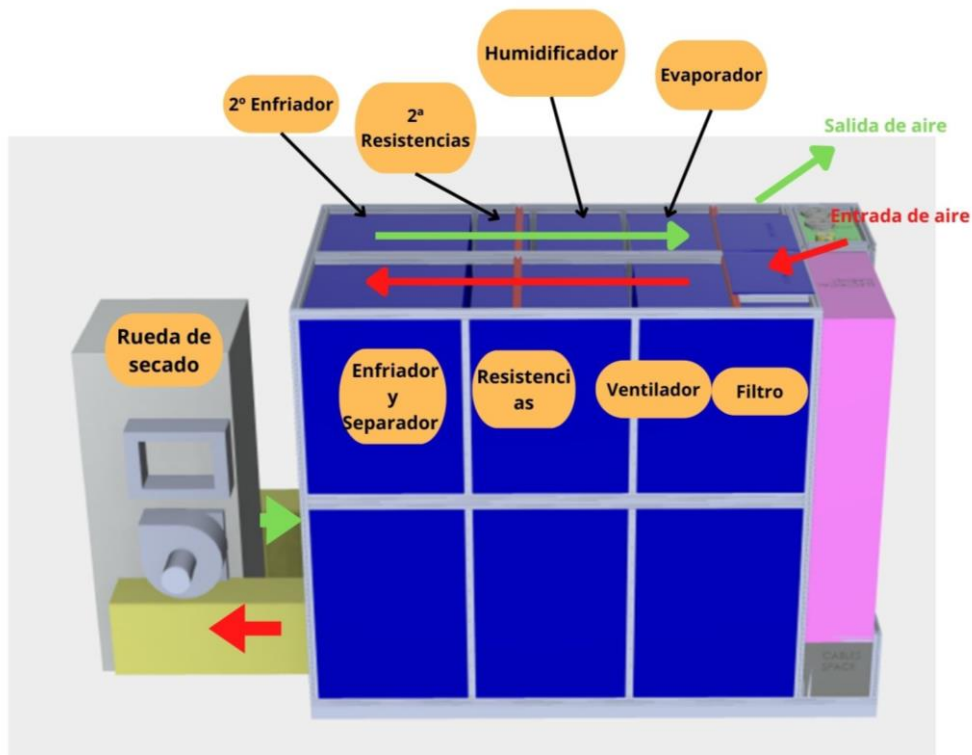


Figura 4: Localización de los procesos en la UTA.

La adaptabilidad de la unidad a las necesidades del cliente es una de las características más importante del producto final. Por tanto, la UTA va a tener unas configuraciones dependiendo de los objetivos que quiera alcanzar el cliente y el clima del emplazamiento donde se instalará el equipo.

Para ello contará con unos módulos opcionales incluso componentes de mayor potencia según requerimientos. Cabe destacar que independientemente de la configuración seleccionado debido a los requerimientos climáticos y en la simulación, no tienen por qué funcionar todos los módulos a la vez.

Por ejemplo: si el aire que queremos obtener va a estar a unos 20 °C, ni las baterías de enfriamiento ni la rueda de secado van a estar en funcionamiento porque no serían necesarias.

El módulo superior va a estar separado a su vez en dos mitades, la primera, la entrada del aire, la cual se llamará de pretratamiento, siendo la otra mitad la de postratamiento por la que saldrá el aire ya tratado. Las entradas y salidas de la máquina se harán por la parte superior donde tendrá las conexiones respectivas.

A modo ejemplificativo, haciendo una suposición de las condiciones de partida, la evolución del aire a su paso por la UTA se refleja en la Figura 5.

Para mostrar la evolución del aire se ha utilizado el software de DAIKIN² (empresa experta en el acondicionamiento de edificios) que permite visualizar puntos y procesos en el diagrama psicrométrico.

El objetivo será obtener aire frío y seco, el proceso más común que va a desempeñar la unidad. Para ello a partir de las condiciones de partida:

P1=> Temperatura: 25°C, Humedad relativa: 63%.

P5 => Temperatura 6°C, Humedad absoluta 0,1 gH₂O/kg.

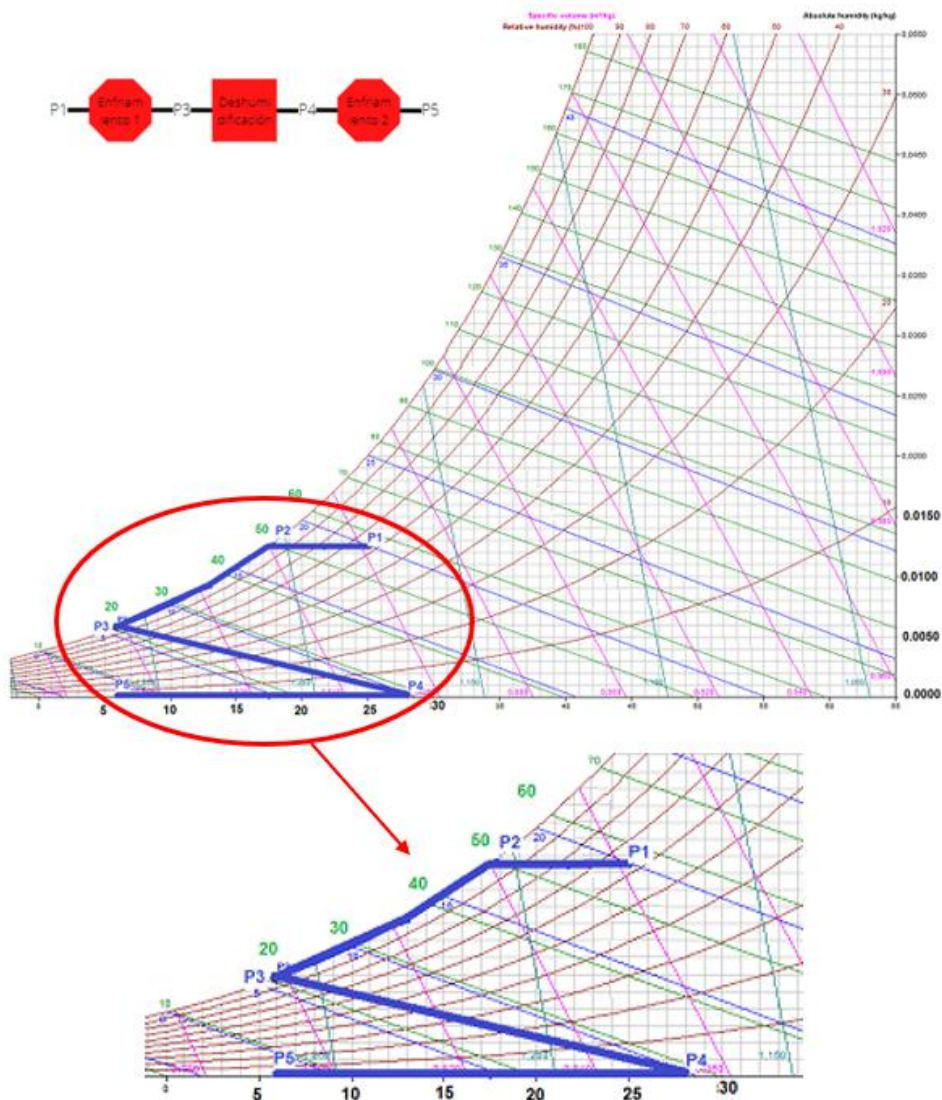


Figura 5: Evolución del aire ejemplo.

P1		P2		P3	
Dry bulb temperature	25,0°C	Dry bulb temperature	17,5°C	Dry bulb temperature	6,0°C
Wet bulb temperature	19,9°C	Wet bulb temperature	17,5°C	Wet bulb temperature	6,0°C
Dew point	17,5°C	Dew point	17,5°C	Dew point	6,0°C
Relative humidity	63,0%	Relative humidity	100,0%	Relative humidity	100,0%
Absolute humidity	0,0125kg/kg	Absolute humidity	0,0125kg/kg	Absolute humidity	0,0058kg/kg
Enthalpy	57,0kJ/kg	Enthalpy	49,3kJ/kg	Enthalpy	20,6kJ/kg
Density	1,175kg/m³	Density	1,205kg/m³	Density	1,260kg/m³
Specific volume	0,862m³/kg	Specific volume	0,840m³/kg	Specific volume	0,798m³/kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s
P4		P5			
Dry bulb temperature	28,0°C	Dry bulb temperature	6,0°C		
Wet bulb temperature	9,8°C	Wet bulb temperature	-1,8°C		
Dew point	-37,4°C	Dew point	-37,4°C		
Relative humidity	0,4%	Relative humidity	1,7%		
Absolute humidity	0,0001kg/kg	Absolute humidity	0,0001kg/kg		
Enthalpy	28,4kJ/kg	Enthalpy	6,3kJ/kg		
Density	1,172kg/m³	Density	1,264kg/m³		
Specific volume	0,853m³/kg	Specific volume	0,791m³/kg		
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa		
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s		

Tabla 2: Condiciones de los puntos de los procesos ejemplificativos.

2.3.1 Configuraciones de la unidad de tratamiento del aire.

Al tener procesos opcionales, la unidad de tratamiento del aire se puede dividir en 3 configuraciones en función de los equipos que la componen que dependerán de las condiciones finales que se desean alcanzar.

Elegir una configuración u otra depende en primera estancia de la temperatura a la que va a entrar el aire a la unidad y en segunda, de la temperatura y humedad a la salida de la unidad. La humedad a la entrada no es un factor determinante ya que se va a enfriar hasta la saturación en la primera batería de enfriamiento.

Independientemente de la configuración elegida, no tienen por qué estar trabajando todos los procesos simultáneamente.

Se explican los equipos que componen cada configuración y las condiciones que se deben de dar para que se elijan.

1. Configuración básica.

En el caso de que la temperatura del aire a la entrada de la unidad sea superior a 7°C y a la salida de la unidad no sea necesario modificar la humedad ni la temperatura de salida de la máquina. Teniendo en cuenta que los valores obtenidos a la salida de la UTA serían de 6°C y una humedad absoluta del 0.08

$\text{gH}_2\text{O}/\text{kg}$ tras su paso por la rueda de secado y la segunda batería de enfriamiento.

En caso de cumplir estas condiciones, la configuración básica que sería la más sencilla o con menos procesos de las 3 configuraciones solamente contaría con los procesos fijos (Figura 6).

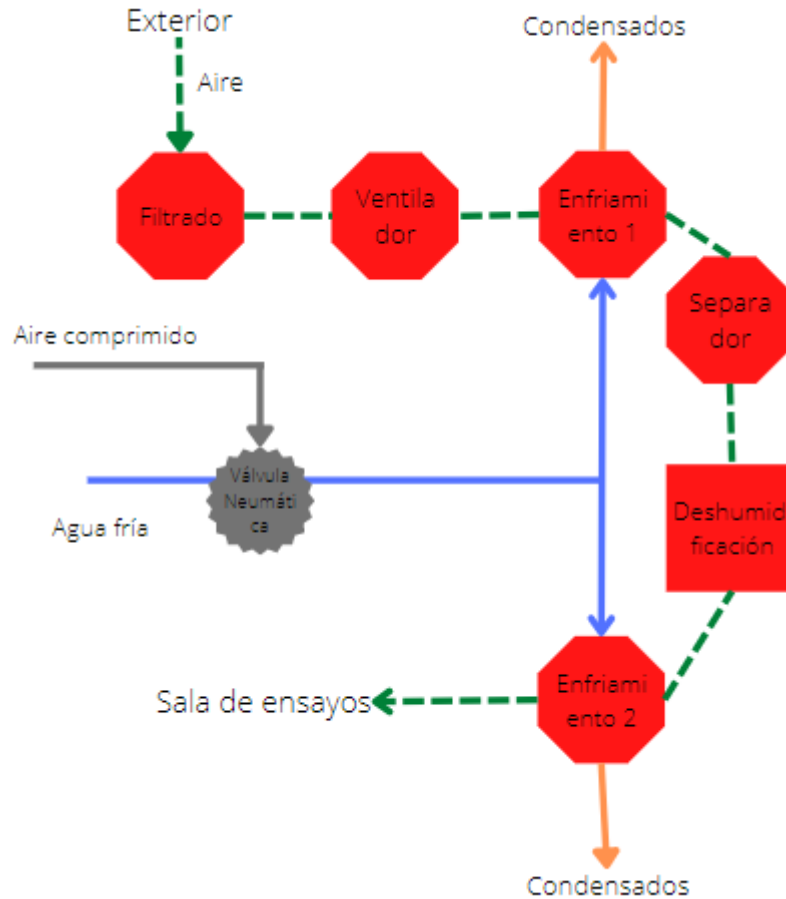


Figura 6: Esquema de los equipos de la configuración básica.

Sería necesario el filtro, el ventilador el cual no estaría comprometido su correcto funcionamiento debido a que el aire de la entrada sea frío, por lo que eliminamos el módulo opcional de la primera batería de resistencias. Se mantiene por tanto la batería de enfriamiento y el separador de gotas, completando la zona de pretratamiento. Tras la deshumidificación la zona de postratamiento estaría completa únicamente con el segundo enfriamiento, gracias al cual obtendríamos aire a una temperatura de 6°C y una humedad absoluta de $0.08 \text{ gH}_2\text{O}/\text{kg}$.

Aire frío y seco, objetivos que buscamos en la configuración de la máquina.

Esta configuración no contempla un acondicionamiento especial más que el que nos proporciona la segunda batería de frío. Esto no sería lo habitual, ya que las salas a las que están destinadas estos equipos suelen requerir variaciones en las condiciones finales del aire dependiendo de la simulación. Puede ser una opción si la instalación ya contara con otro equipo complementario capaz de proporcionar el ajuste final de temperatura al flujo de aire.

2. Configuración intermedia.

El segundo caso que se contempla es que el cliente proporcione por su emplazamiento aire frío en alguna época del año, por debajo de los 7°C siendo la temperatura mínima de -10°C. Además, necesitará que el aire de salida de la unidad tenga unas condiciones de humedad variables llegando hasta unos valores de hasta el 30% de humedad relativa y un rango de temperaturas desde los 6 hasta los 40°C.

En este caso, la configuración intermedia incluiría en el diseño de la máquina la primera batería de resistencias, la segunda, y el humidificador (Figura 7).

Esta configuración intermedia permite regular la temperatura del aire a la entrada del ventilador gracias a la batería de resistencias utilizadas para evitar que el aire tenga una temperatura inferior a 7°C, permitiendo un buen funcionamiento del ventilador y el enfriamiento por debajo de la temperatura de rocío del aire.

Además, contempla un ajuste en las condiciones de las salidas del aire. Obteniendo a la salida un valor de temperatura de 6°C, proporcionada por la segunda batería de frío, o por el contrario conseguir aumentar esta temperatura de salida gracias a la segunda batería de resistencias llegando a una temperatura máxima de 40°C. No sólo la temperatura, sino también la humedad sería capaz de ajustar en esta segunda configuración alcanzando una humedad relativa del 30%, añadiendo la etapa de humectación a la UTA.

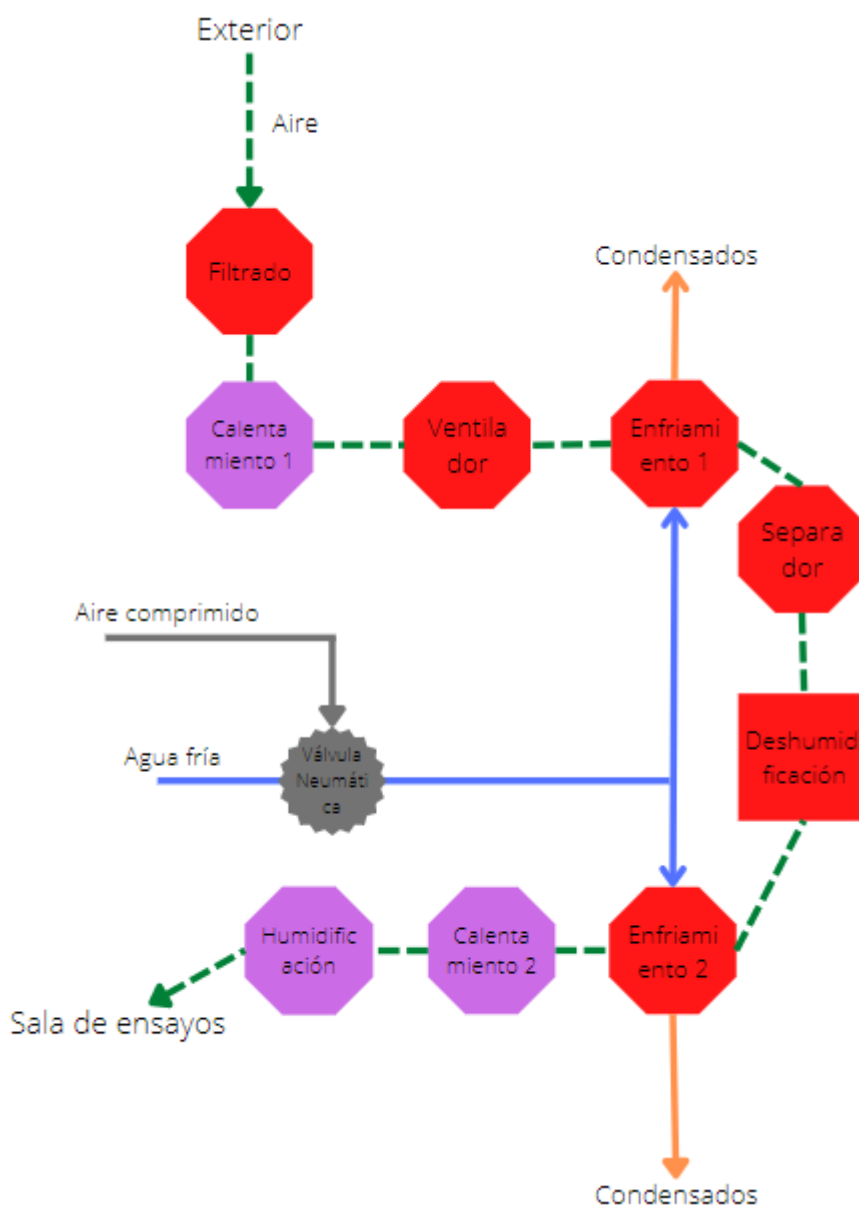


Figura 7: Esquema de los equipos de la configuración intermedia.

3.Configuración final.

En el caso que la ubicación de la instalación tenga unas temperaturas muy frías por debajo de los -10°C y a la salida se desee tener un amplio rango de temperaturas, tanto frías hasta los -40°C como calientes hasta los 75°C incluyendo un control de la humedad del aire será necesaria una configuración con componentes con mayores potencias.

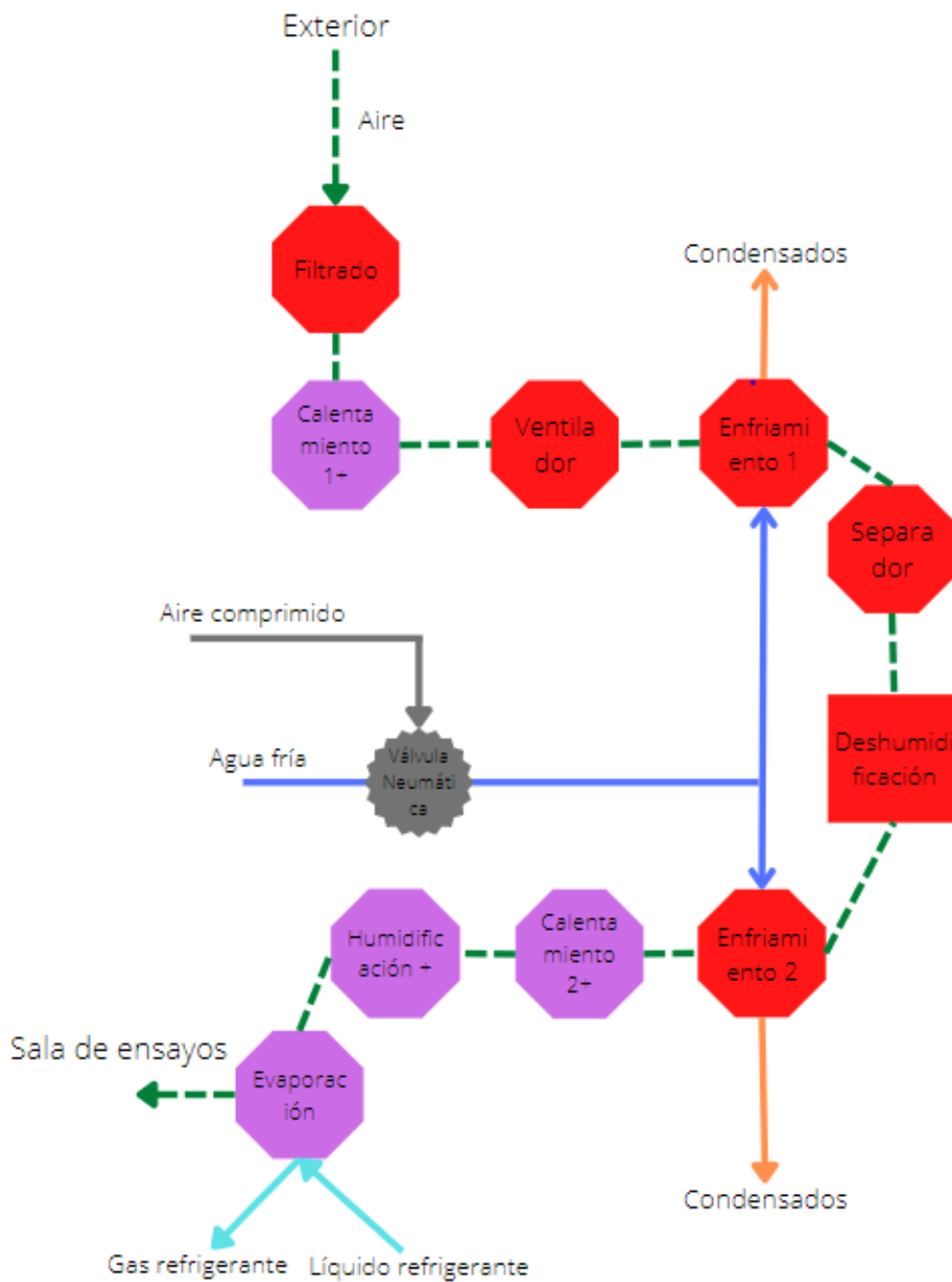


Figura 8: Esquema de la configuración final.

Para conseguir calentar el aire a la entrada desde temperaturas inferiores a los -10°C , será necesaria una batería de resistencias potente que caliente el aire hasta alcanzar la temperatura de 7°C , ya marcada en las anteriores configuraciones.

Para regular la temperatura y la humedad en la zona de postratamiento se utilizarán los mismos módulos que en la configuración intermedia, pero con

mayores potencias añadiendo en este caso la etapa de expansión directa o evaporación en la que el intercambio entre el refrigerante y el aire permitirá alcanzar temperaturas de hasta -40°C a la salida de la unidad.

El módulo de evaporación es incompatible con el segundo calentamiento, no van a funcionar los dos simultáneamente ya que sería un consumo de energía innecesario.

En el capítulo 2.5 se hará un estudio más pormenorizado de los procesos y de lo que aportan cada uno de ellos al flujo de aire, los procesos contemplados son los que tendrían un menor consumo y un abanico de temperaturas menos amplio.

2.4 Circuitos en la instalación

Debido a las necesidades de funcionamiento por sus componentes, la unidad de tratamiento de aire necesitará varios circuitos:

1. Circuito de agua fría.

Comenzando por el de mayor tamaño, el circuito de agua fría abastece las baterías de frío colocadas una en la zona de pretratamiento y otra en la de postratamiento. El circuito constará de una impulsión que llegará hasta las dos baterías y su correspondiente retorno.

El rango de temperatura que tendrá el agua en el circuito será de 2°C para la impulsión y 7°C para el retorno de las baterías, una vez se ha producido el intercambio. Cabe destacar que no será agua pura sino una mezcla de agua con un máximo del 30% de etilenglicol también conocido como etanodiol o simplemente glicol. Este compuesto reduce el punto de congelación del agua, para asegurar que no se produce ninguna congelación de líquido tanto en el circuito como en la batería, ya que reduciría la capacidad de enfriamiento de la misma.

% etilenglicol por volumen	5	10	15	20	25	30
Pto. de congelación °C	-1,1	-2,2	-3,9	-6,7	-8,9	-12,8

Tabla 3: Punto de congelación del agua según el porcentaje de glicol.

En la figura 9, se representa el circuito de agua fría, se diferencian distintas válvulas necesarias en el circuito, además del recorrido de impulsión y de retorno diferenciados por la válvula neumática (Pneumatic valve) y la válvula antirretorno (check valve) respectivamente.

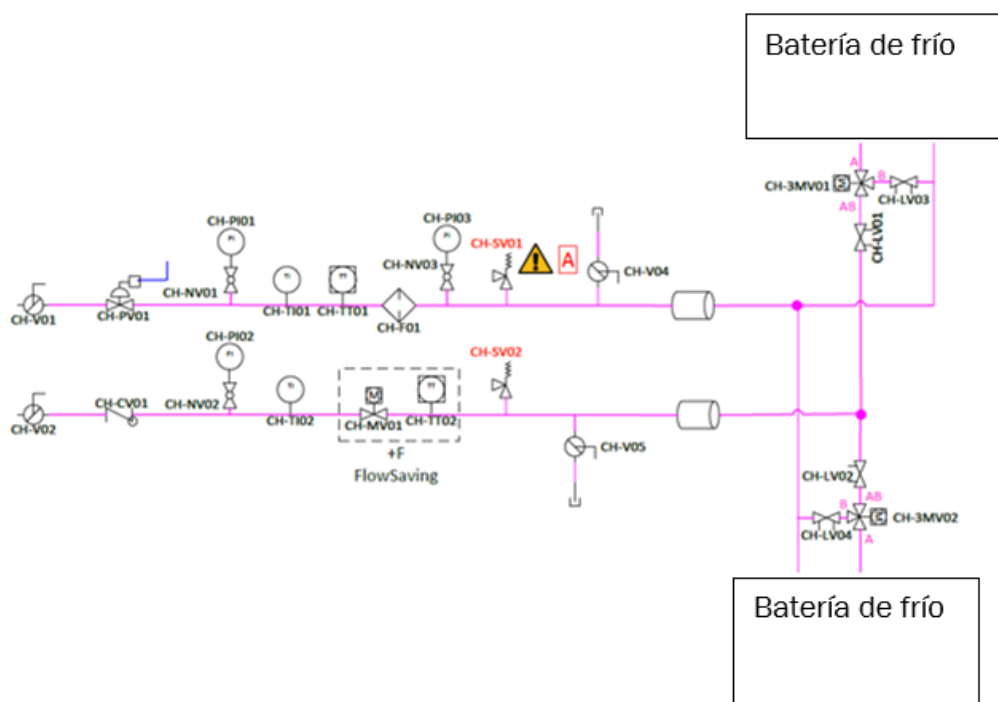


Figura 9: Esquema del circuito de agua fría.

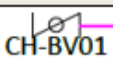



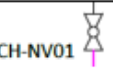
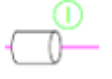

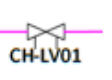
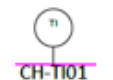
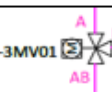
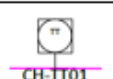
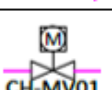

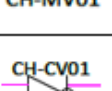
Leyenda		Leyenda	
 CH-BV01	Butterfly Valve	 CH-SV01	Security Valve
 CH-PV01	Pneumatic Valve	 CH-V04	Ball Valve
 CH-NV01	Needle Valve	 CH-V04	Insulating
 CH-PI01	Pressure Indicator	 CH-LV01	Balancing Valve
 CH-TI01	Temperature Indicator	 CH-3MV01	3-way Servo Valve
 CH-TT01	Temperature Transmitter	 CH-MV01	2-way Servo Valve
 CH-F01	Filter	 CH-CV01	Check Valve

Tabla 4: Leyenda de las válvulas del circuito de agua.

2. Circuito de drenajes.

El uso de las baterías de frío añadirá la necesidad del circuito de drenaje. Por él, se expulsarán los condensados producidos mediante la recogida en unas bandejas que serán las encargadas de conducirlos por gravedad hacia el circuito. Se hallarán los condensados capaces de producirse en la instalación para poder diseñar el diámetro de la tubería de desagüe. En el capítulo 2.5.

Además, a la hora del diseño del circuito, el sifón con el que contará el circuito para los malos olores según fabricantes³, necesitará discernir si se encuentra en sobrepresión o no, y en el primer caso conocer el valor de la presión con la que contará el circuito ya que modificará la altura del producto.

Over press.	H (in)	H (out)	Over press.	H (in)	H (out)
2200 Pascal	400 mm	370 mm	1200 Pascal	250 mm	220 mm
2100 Pascal	385 mm	355 mm	1100 Pascal	235 mm	205 mm
2000 Pascal	370 mm	340 mm	1000 Pascal	220 mm	190 mm
1900 Pascal	355 mm	325 mm	900 Pascal	205 mm	175 mm
1800 Pascal	340 mm	310 mm	800 Pascal	190 mm	160 mm
1700 Pascal	325 mm	295 mm	700 Pascal	175 mm	145 mm
1600 Pascal	310 mm	280 mm	600 Pascal	160 mm	130 mm
1500 Pascal	295 mm	265 mm	500 Pascal	145 mm	115 mm
1400 Pascal	280 mm	250 mm	400 Pascal	130 mm	100 mm
1300 Pascal	265 mm	235 mm	300 Pascal	115 mm	85 mm

Tabla 5: Dimensiones del sifón según fabricantes³

En este caso el ventilador es capaz de proporcionar una diferencia de presión de 2000 Pa, pero esta presión no va a ser la que tenga que soportar el sifón ya que tanto los equipos y conductos anteriores al ventilador como los que se encuentran a posteriori y antes del sifón inducen una pérdida de carga que debe de asumir el ventilador.

La pérdida de carga que puede inducir el conducto de ventilación desde el exterior hasta la llegada a la máquina es mínima con la que son capaces de inducir los equipos como el filtro, la batería de frío...

La presión teórica a la que se encontraría (Ventilador-filtro-batería de frío-separador de gotas) sería de $(2000 - 160 - 187 - 30 = 1623 \text{ Pa})$ por tanto el modelo elegido según la TABLA 5, sería el de 1700 Pascales con una altura de 325 mm en la entrada y 295 mm en la salida.

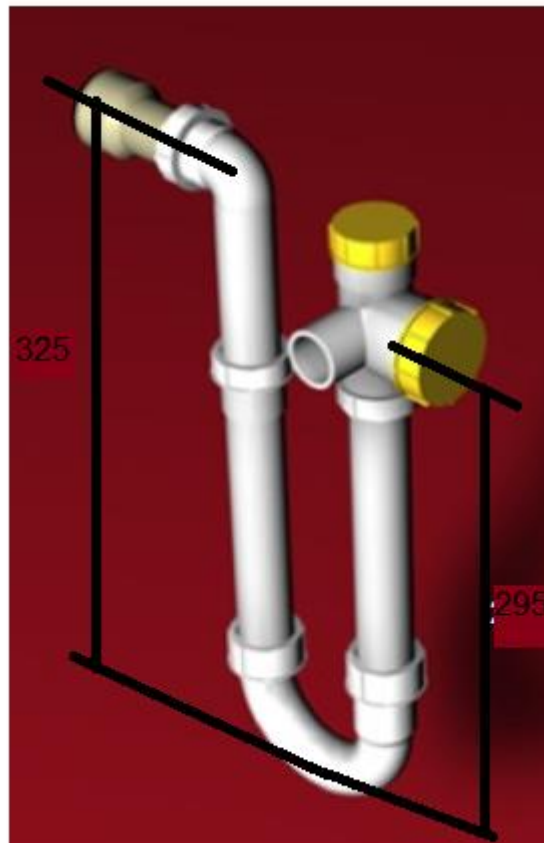


Figura 10: Sifón.

La batería de resistencias no la tenemos en cuenta en el dimensionado de las pérdidas de carga porque si la configuración de la unidad es la básica, este módulo no estaría contemplado en la unidad, como se explica en el capítulo 2.3.1.

3.Circuitos de refrigerante.

La UTA tendrá como último proceso un evaporador, encargado de bajar la temperatura hasta los valores mínimos que la simulación en la sala pueda requerir, el refrigerante utilizado será el R 452A⁴ y constará de dos circuitos:

- Líquido refrigerante: abastecerá al evaporador del refrigerante utilizado en la instalación, será necesario instalar en el circuito una válvula de bola, una válvula solenoide y una válvula de expansión necesaria para el proceso de evaporación. Todo el conducto deberá de ir aislado.
- Gas refrigerante: encargado de la extracción del líquido refrigerante cambiado de fase.

El refrigerante utilizado (R-452A)⁴ es una mezcla HFC+HFO (Hidrofluorocarburos + hidrofluoroolefinas) no daña la capa de ozono y es sustituyente del R-404 y R-507.

4.Circuito de aire comprimido.

Un circuito de aire comprimido, que surge de la necesidad del funcionamiento de la válvula neumática situada en el circuito de impulsión de agua hacia las baterías de refrigeración.

Además, como unidades complementarias a la estación: un armario eléctrico dispondrá de los componentes eléctricos para la monitorización y recogida de los datos de los sensores que componen la instalación y una bancada de humidificadores que se encargarán de a través de unas lanzas conectadas a la unidad de humidificar el aire. Cabe recordar también, la rueda de secado ya mencionada anteriormente.

2.5 Caracterización de los procesos que sufre el aire

Desde la entrada del aire en la UTA a través de unas compuertas (flaps) controladas por un actuador rotativo, el aire está sometido a una serie de etapas o procesos que determinarán las condiciones del aire a la salida.

Tal y como se ha descrito en el capítulo 2.3.1, no todos los componentes se van a utilizar a la vez, a pesar de ello en este capítulo se incidirá en la función y las características que tiene todos los componentes en el proceso de acondicionamiento del aire en su configuración de menor potencia.

El recorrido del aire comienza en la etapa de filtrado, siguiendo por las baterías de calor y de frío respectivamente hasta llegar a la rueda de secado. Finalmente, continuaría por la otra mitad de la unidad recorriendo los siguientes procesos hasta la salida del aire indicada en la Figura 4.

Este recorrido (el mismo que el del aire) será el seguido para ilustrar los procesos que sufre el aire dentro de la UTA.⁵⁻⁷

2.5.1 Filtrado

1ª etapa en el proceso de acondicionamiento del aire.

El filtro será el encargado de limpiar las impurezas que pueda contener el aire procedente del exterior para no dañar los siguientes componentes que el flujo de aire deberá recorrer. Su colocación será lo más cercana a la entrada del aire para que ocupe menos espacio en la unidad y actúe lo antes posible.

La categoría de los filtros está regida por la norma UNE-EN 779⁸ que diferencia entre filtros de aire de clase G y los de clase F, siendo los de clase G para polvo grueso y los de F para polvo fino. Actualmente, esta normativa está derogada por la ISO 16890⁹ y se los clasifica según su eficiencia en el filtrado de las partículas en suspensión (ePM)

La UTA va a disponer de 2 filtros (Figura 11), serán de clase F8 que corresponde a una eficiencia del 70% en la normativa vigente, la pérdida de carga que inducen en el circuito será de 160 Pa según datos del fabricante.¹⁰ Interesa la utilización de un filtro adicional para tener una eficiencia en el barrido de partículas de más de una micra de al menos de un 70%, esto es interesante de garantizar, porque la UTA puede ir destinada en aplicaciones en las que el aire debe de ir sin partículas como pilas de combustible.



Figura 11: Filtro.

El módulo incluirá un sensor encargado de medir la humedad del aire a la entrada para determinar el funcionamiento de los siguientes procesos.

El filtro puede inducir grandes pérdidas de carga en el circuito si su grado de suciedad es elevado, por ello se debe medir con unos sensores de presión antes y después del filtro la diferencia de presión existente, determinando su necesidad de mantenimiento o recambio.

2.5.2 Primer calentamiento

El módulo de la batería de resistencias es opcional, se utilizará en caso de que el aire exterior sea muy frío, por debajo de los 7 grados, ya que la temperatura deseada a la salida de la batería de frío situada posteriormente a la batería de resistencias será de 6°C.

Se sitúa antes de los ventiladores, ya que los ventiladores tienen un mejor rendimiento si la temperatura del aire no es muy fría.



Figura 12: Batería de resistencias¹¹

La potencia consumida por la máquina será de 31 kW en el caso de la opción básica capaz de aumentar la temperatura del aire en 17°C para una velocidad de 1.6m/s del flujo.

El caso límite de su uso sería para las condiciones que la temperatura del aire es de -10 °C, la evolución que experimenta sería la representada en la Figura 13. Es una evolución en la que únicamente se transfiere calor sensible.

Datos técnicos de la batería:

Potencia kW	Pcarga Pa	Aire		
		Caudal Kg/h	T.entr. °C	Tsal °C
31	2	6000	-10	7,0

Tabla 6: Características de la primera batería de resistencias.

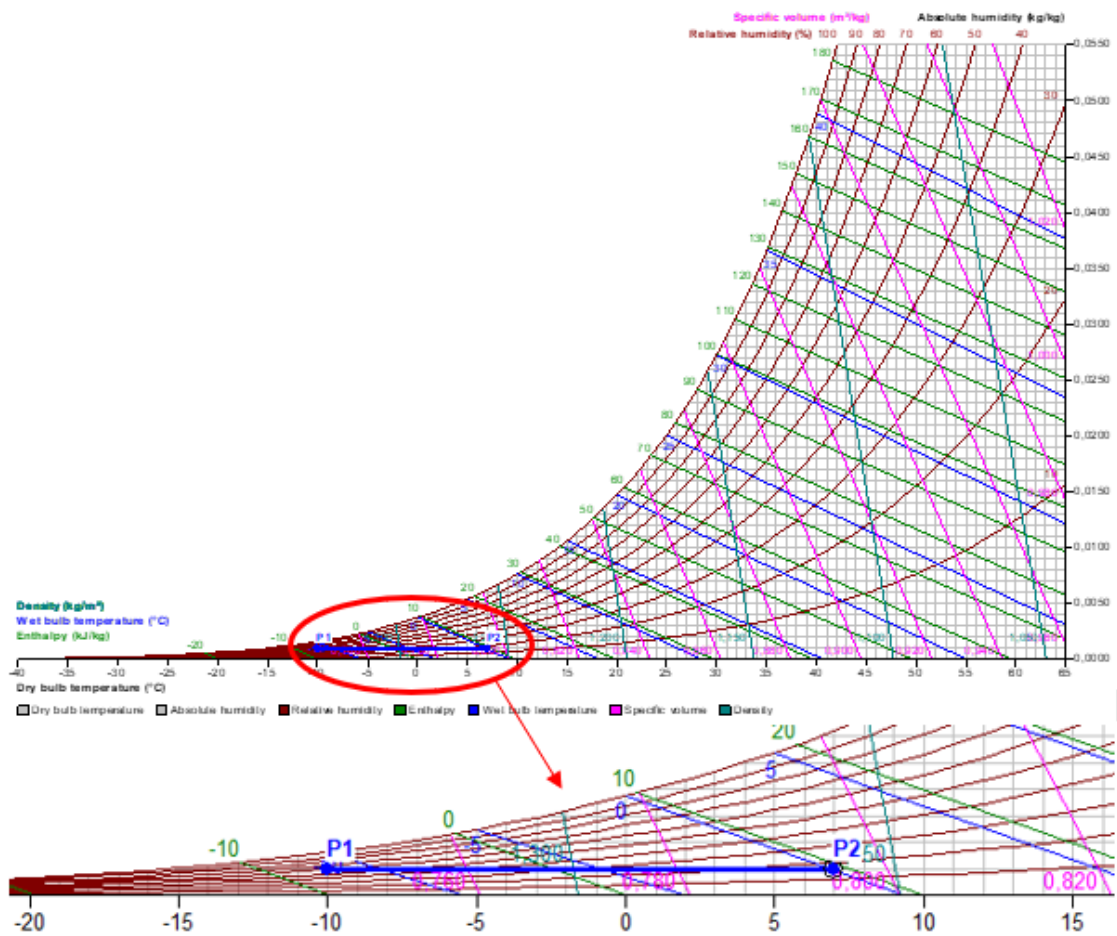


Figura 13: Evolución del aire tras su paso por las resistencias.

P1		P2	
Dry bulb temperature	-10,0°C	Dry bulb temperature	7,0°C
Wet bulb temperature	-11,2°C	Wet bulb temperature	0,1°C
Dew point	-15,2°C	Dew point	-15,2°C
Relative humidity	62,6%	Relative humidity	16,2%
Absolute humidity	0,0010kg/kg	Absolute humidity	0,0010kg/kg
Enthalpy	-7,6kJ/kg	Enthalpy	9,6kJ/kg
Density	1,341kg/m ³	Density	1,259kg/m ³
Specific volume	0,747m ³ /kg	Specific volume	0,795m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,0l/s	Airflow	1666,0l/s

Tabla 7: Condiciones de los puntos extremos para la batería.

A través de los datos de las temperaturas en el emplazamiento de la instalación, sabemos que aproximadamente las temperaturas mínimas rondarán los -7°C por lo que sí que sería necesario el proceso del primer calentamiento si el equipo va a estar funcionando en invierno. La humedad con la que entre el aire no es determinante ya que en la etapa de enfriamiento se va a enfriar hasta saturar el aire obteniendo una humedad relativa del 100%, sin importar los valores de entrada a la batería, como ya hemos comentado anteriormente.

Además, en este segundo módulo, se necesitarán unos sensores de temperatura antes de las baterías para conocer las necesidades de temperatura que tiene el circuito.

Se incorporará después del intercambiador de calor un transmisor de temperatura para que registre la temperatura alcanzada después del proceso.

2.5.3 Impulsión

En esta etapa el aire es impulsado mediante dos ventiladores, con unas características de:

Caudal	Velocidad del aire	Presión	Voltaje	Frecuencia	Ruido
6000 kg/h	4.54 m/s	2000 Pa	400 V	50 Hz	97-104 dB

Tabla 8: Características de los ventiladores.

Figura 14: Ventilador.¹²

Este ventilador va a ser el único con el que va a contar la unidad por lo que debe de ser capaz de asumir todas las pérdidas de carga que se van a producir desde la toma del aire desde el exterior hasta la impulsión a la sala.

El ruido es un factor de diseño importante a la hora de elegir un ventilador, en el caso de la UTA está diseñada para estar en un entorno industrial en el que el rango de ruido permitido es superior. De todos modos, 100 dB sería aproximadamente el ruido que produciría una moto.

2.5.4 Primer enfriamiento

El proceso de enfriamiento es uno de los procesos principales de la UTA, es fijo en todas las configuraciones del producto.

La batería de frío se encargará de enfriar el aire hasta una temperatura por debajo de la de rocío consiguiendo una deshumidificación por enfriamiento.

La batería estará constituida por un conjunto de tubos, provistos de aletas por los que circulará agua glicolada a la temperatura de 2°C. El flujo de aire estará en contacto con estos tubos produciéndose el intercambio de temperatura mediante un intercambiador de flujo cruzado. El agua tras su paso por los tubos retornará a una temperatura de 7°C.

Datos técnicos de la primera batería:

Potencia kW	PCarga Pa	Aire				
		Caudal Kg/h	T.entr. °C	H.Rel%	Tsal °C	H.Rel%
130,16	187	6000	42,0	38,0	6,0	100,0

Tabla 9: Datos técnicos de la primera batería de frío.¹³

El objetivo de la batería es enfriar el aire hasta la temperatura de salida de 6°C siendo la humedad relativa del 100%. Son las características del aire a la entrada de la rueda de secado, el siguiente proceso. El proceso psicrométrico que lleva el flujo de aire por su paso por la batería viene representado en la Figura 15.

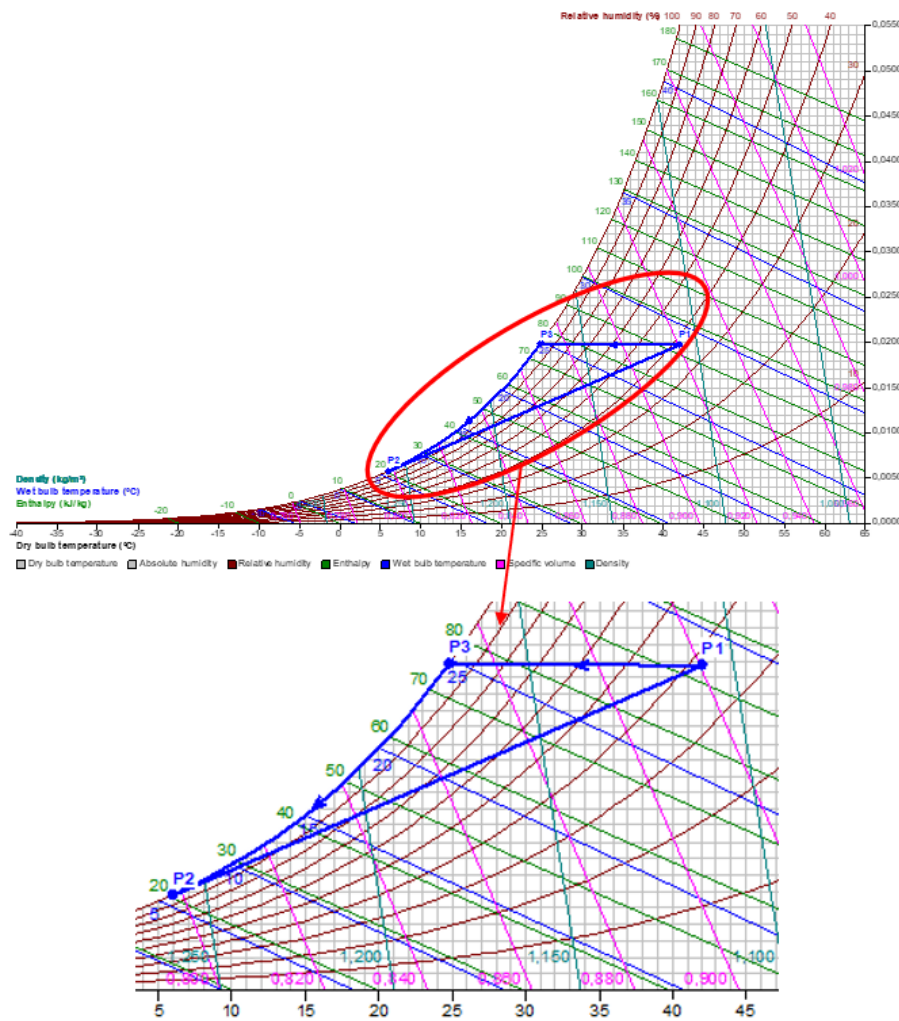


Figura 15: Evolución del aire tras su paso por la batería de frío.

P1		P2		P3	
Dry bulb temperature	42,0°C	Dry bulb temperature	6,0°C	Dry bulb temperature	24,8°C
Wet bulb temperature	28,9°C	Wet bulb temperature	6,0°C	Wet bulb temperature	24,8°C
Dew point	24,8°C	Dew point	6,0°C	Dew point	24,8°C
Relative humidity	38,0%	Relative humidity	100,0%	Relative humidity	100,0%
Absolute humidity	0,0198kg/kg	Absolute humidity	0,0058kg/kg	Absolute humidity	0,0198kg/kg
Enthalpy	93,3kJ/kg	Enthalpy	20,6kJ/kg	Enthalpy	75,3kJ/kg
Density	1,107kg/m ³	Density	1,260kg/m ³	Density	1,171kg/m ³
Specific volume	0,921m ³ /kg	Specific volume	0,798m ³ /kg	Specific volume	0,871m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 10: Condiciones de los puntos extremos e intermedios de la batería.

Al deshumidificarse el aire se va a producir una condensación de líquido por lo que será necesaria una bandeja de condensados que conectará al sistema de drenajes. En este primer enfriamiento se producirá la mayoría del condensado de la instalación.

CÁLCULO DE CONDENSADOS

A partir de los datos obtenidos en el diagrama psicrométrico de humedades absolutas en la entrada (P1) y salida (P2) y sabiendo que el flujo de aire seco es de 6000 kg/h.

Haciendo un balance de masas al H₂O (Ecuación 1: Balance de masas al H₂O en la primera batería de frío.)

$$H_{absEnt} \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * \dot{m}_{AsecoEnt} = H_{absSal} \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * \dot{m}_{AsecoSal} + \dot{m}_{Cond}$$

Ecuación 1: Balance de masas al H₂O en la primera batería de frío.

$$0.0198 \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * 6000 \left[\frac{kg}{h} \right] = 0.0058 \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * 6000 \left[\frac{kg}{h} \right] + \dot{m}_{Cond}$$

$$\dot{m}_{Cond} = 84 \left[\frac{kgH_2O}{h} \right]$$

Debido al diseño final de los conductos de ventilación que serán internos a la máquina, como veremos en el apartador 4.5. La bandeja de condensados no podrá cubrir todo el piso inferior desde el comienzo de la batería de enfriamiento hasta el final del equipo, no se puede permitir que en los conductos de ventilación entre agua hacia la rueda de secado. Por ello es

necesaria la implantación de un nuevo proceso encargado de la eliminación de las posibles gotas que pudiera haber en suspensión.

2.5.5 Separador de gotas.

Proceso necesario por el diseño de los conductos de ventilación, el aire será conducido desde la zona de pretratamiento hacia su salida por los conductos de ventilación por la zona de los circuitos) impidiendo que la bandeja de condensados cubra toda la superficie inferior de la unidad a partir del comienzo de la batería de enfriamiento.

El objetivo de este equipo es la eliminación de las gotas existentes en una corriente de aire mediante el “impacto inercial”. A través de unas lamas con forma sinuosa, fuerzan al aire a pasar a través de ellas y gracias al impacto de las gotas de mayor tamaño con la superficie drenen por efecto de la gravedad.

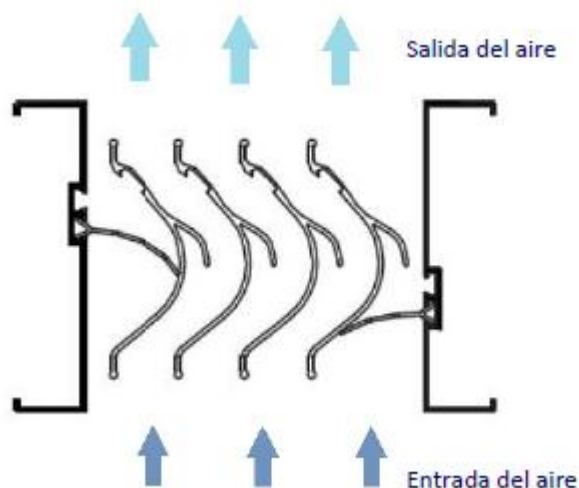


Figura 16: Geometría del separador de gotas.¹⁴

La velocidad del aire determinará el diámetro de gota capaz de eliminar. En la unidad de tratamiento de aire, la velocidad frontal del aire será de 2,5 m/s, teniendo en cuenta esta velocidad el separador de gotas sería capaz de eliminar un diámetro de 33 μm . (Figura 17).

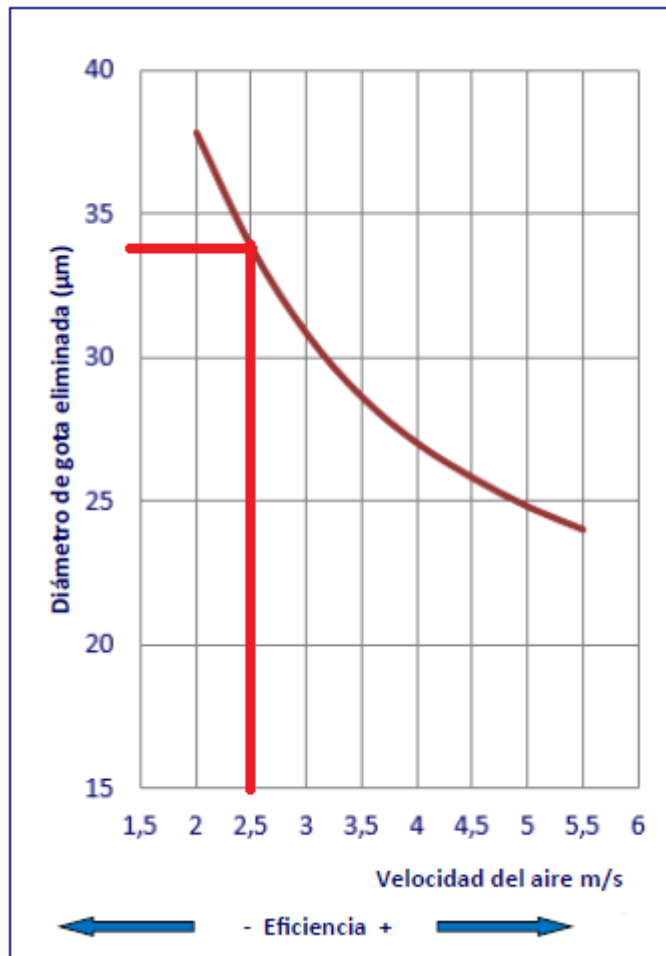


Figura 17: Diámetro de gota eliminada.

La pérdida de carga que induciría en la máquina sería de 30 Pa. (Figura 18)

Gráfico de Pérdida de carga vs velocidad frontal

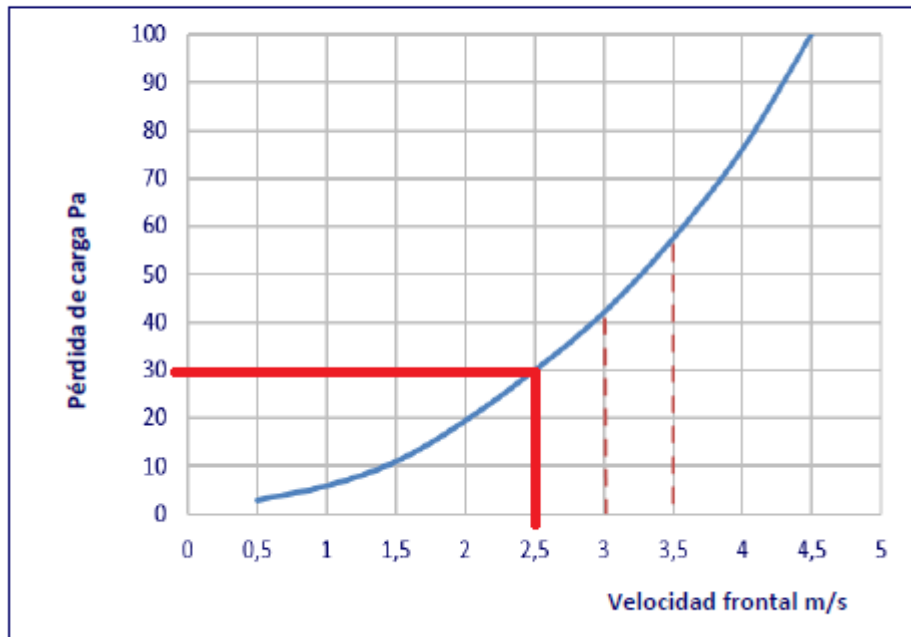


Figura 18: Pérdida de carga del separador de gotas.

En este módulo que incluye la batería de frío, ya que irán seguidas la salida del aire de la batería con el comienzo del separador de gotas, será necesario implantar unos sensores de temperatura y de humedad.

2.5.6 Deshumidificación

Unidad exterior a la máquina conectada por dos conductos que la abastecen del flujo de aire a tratar.

La unidad estará formada por un intercambiador rotativo (rueda de secado) que se encarga de poner en contacto una corriente de aire muy caliente y seca (aire de regeneración) con la que se desea tratar (aire de proceso). El aire de proceso viene muy húmedo de la etapa de enfriamiento. Estas corrientes no se mezclan nunca, simplemente las palas de la rueda absorben la humedad y lo intercambian con el aire de regeneración consiguiendo el objetivo de la máquina, secar el aire.

Además de la rueda, el módulo exterior, contará con unos sensores que informarán de la pérdida de carga que se produce en el proceso, por razones

de mantenimiento por ensuciamiento de alguno de sus componentes, también registra la temperatura o humedad en la entrada y salida del proceso.

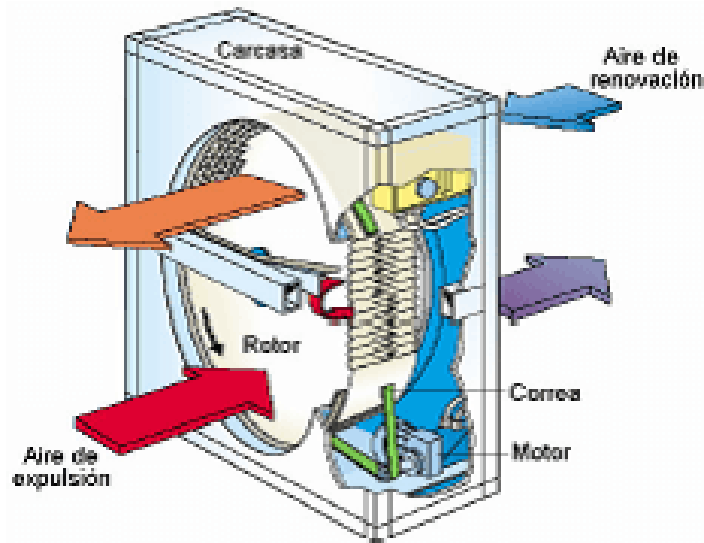


Figura 19: Esquema de intercambiador rotativo.

Este tipo de equipos cumplen muy bien su función cuando funcionan a régimen, es decir, su rendimiento empeora cuando se modifican las temperaturas y humedades de consigna ya que tarda en alcanzarlas. Por ello, es mejor mantener invariables los valores de temperatura y humedad, secando por debajo de lo necesario, si posteriormente se necesitara humidificar hasta un cierto valor el aire, se conseguiría con uno de los procesos finales, el de humectación.

Datos técnicos de la rueda de secado:

P Carga Pa	Caudal Kg/h	Aire de regeneración				Aire de proceso				Qlat kg/h
		T.entr °C	H.Abs g/kg	Tsa °C	Habs g/kg	Tent °C	H.Re %	Tsal °C	H.Abs g/kg	
290	6000	130	12,9	42	34,1	6,0	100	28,0	0,1	45,4
		Entrada		Salida		Entrada		Salida		

Tabla 11: Datos técnicos del equipo de secado.¹⁵

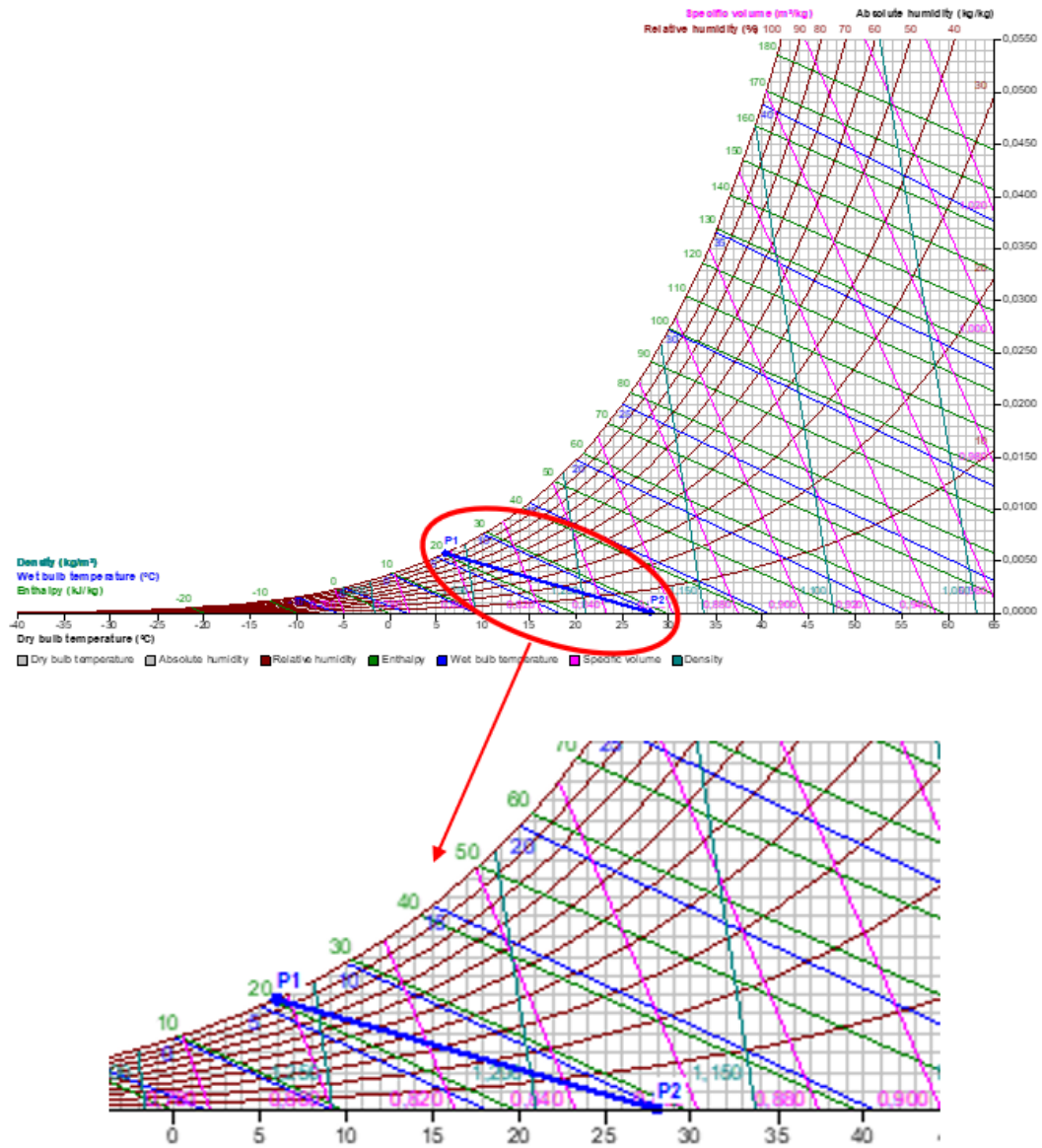


Figura 20: Evolución del aire de proceso tras su paso por la etapa de deshumidificación.

P1		P2	
Dry bulb temperature	6,0°C	Dry bulb temperature	28,0°C
Wet bulb temperature	6,0°C	Wet bulb temperature	9,8°C
Dew point	6,0°C	Dew point	-37,4°C
Relative humidity	100,0%	Relative humidity	0,4%
Absolute humidity	0,0058kg/kg	Absolute humidity	0,0001kg/kg
Enthalpy	20,6kJ/kg	Enthalpy	28,4kJ/kg
Density	1,260kg/m ³	Density	1,172kg/m ³
Specific volume	0,798m ³ /kg	Specific volume	0,853m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 12: Condiciones de los puntos extremos de la deshumidificación.

La temperatura de entrada será de 6°C, (salida del primer enfriamiento) con una humedad relativa del 100%, la rueda de secado es capaz de elevar la temperatura del aire hasta 28°C, planteados en la Tabla 12: Condiciones de los puntos extremos de la deshumidificación.

Cabe destacar el “dew point” o punto de rocío que obtenemos tras la deshumidificación llegando a un valor de -37,4°C. Uno de los objetivos de la UTA era conseguir aire frío y muy seco.

2.5.7 Segundo enfriamiento

Tras el paso del aire por la rueda de secado el aire caliente y seco se enfrenta a un nuevo enfriamiento.

Este módulo se encuentra fijo en la configuración de la máquina debido a que la temperatura de salida después de la deshumidificación será muy elevada y en la mayoría de los casos no será la deseada en la sala, siendo necesario un enfriamiento.

En el caso de que la rueda de secado esté funcionando, sólo va a ser una variación de temperatura, no va a haber carga latente en el enfriamiento. Sin embargo, en caso de que el aire exterior en relación con las condiciones de la sala no sea necesario secarlo por ser la temperatura de la sala mayor de 0°C, sí que se van a producir condensados.

El agua glicolada a 2°C saldrá a 7°C tras su paso por los tubos del intercambiador. El flujo de aire alcanzará una temperatura mínima de 6°C.

Datos técnicos de la segunda batería:

Potencia kW	Pcarga Pa	Caudal Kg/h	Aire			
			T.entra °C	H.Abs gH ₂ O/kg	T.sal °C	H.Abs gH ₂ O/kg
57,01	85	6000	40,0	0,08	6,0	0,08

Tabla 13: Datos técnicos de la segunda batería de frío.¹⁶

Los datos representados en la Tabla 13, son los rangos en los que la batería de enfriamiento sería capaz de cumplir que la temperatura de salida sea de 6°C. A pesar de ello, la temperatura a la salida de la rueda de secado es de 28°C, no 40°C.

La evolución que experimentaría el flujo de se ve representada en la Figura 21.

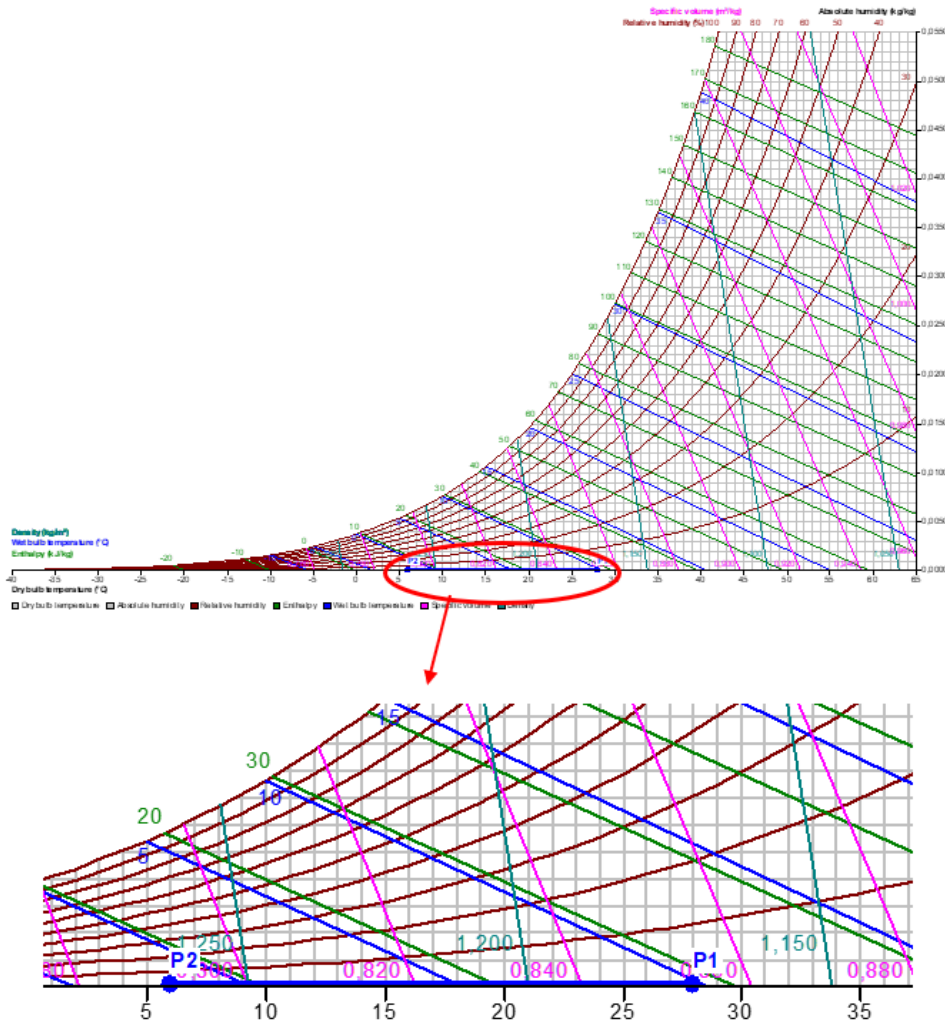


Figura 21: Evolución del aire tras su paso por la segunda batería de frío.

P1		P2	
Dry bulb temperature	28,0°C	Dry bulb temperature	6,0°C
Wet bulb temperature	9,8°C	Wet bulb temperature	-1,8°C
Dew point	-37,4°C	Dew point	-37,4°C
Relative humidity	0,4%	Relative humidity	1,7%
Absolute humidity	0,0001kg/kg	Absolute humidity	0,0001kg/kg
Enthalpy	28,4kJ/kg	Enthalpy	6,3kJ/kg
Density	1,172kg/m ³	Density	1,264kg/m ³
Specific volume	0,853m ³ /kg	Specific volume	0,791m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 14: Condiciones de los puntos extremos de la batería de frío.

Con estas condiciones teóricamente no se producirían condensados.

Sin embargo, si las condiciones de la sala van a ser superiores a 0°C, no va a funcionar ni la primera batería de enfriamiento ni la rueda de secado produciéndose los condensados en la segunda batería de enfriamiento.

Las condiciones extremas a las que puede estar el aire a la entrada de la segunda batería de enfriamiento para el que los condensados producidos sean máximos, serían las condiciones de Suecia máximas en verano. Estas condiciones son las ya comentadas en el capítulo 2.1. Las condiciones de verano: Temperatura 25°C y una humedad relativa del 63%.

El proceso psicrométrico seguido en ese caso sería:

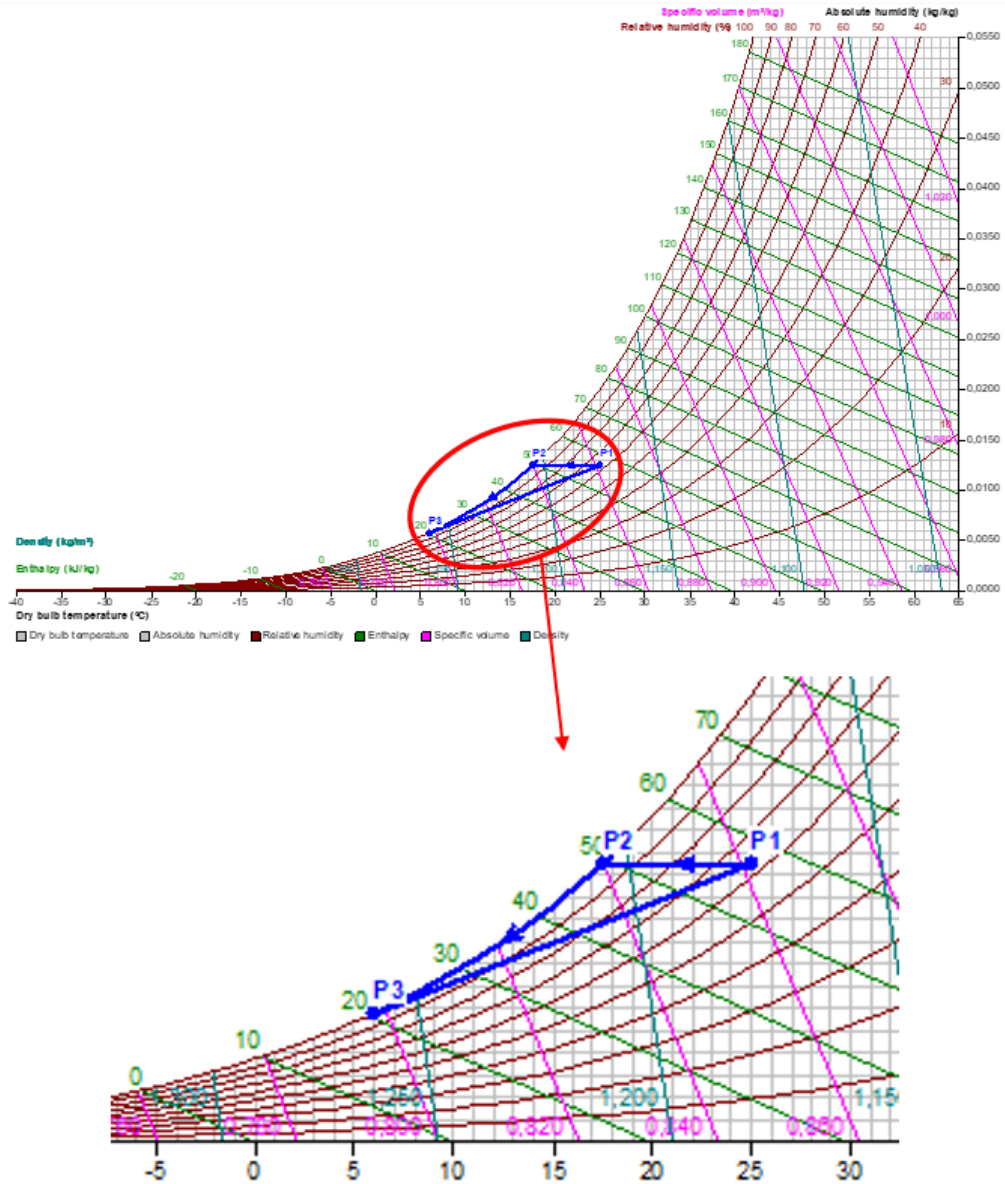


Figura 22: Evolución del aire en la segunda batería de enfriamiento (condensados máximos).

P1		P2		P3	
Dry bulb temperature	25,0°C	Dry bulb temperature	17,5°C	Dry bulb temperature	6,0°C
Wet bulb temperature	19,9°C	Wet bulb temperature	17,5°C	Wet bulb temperature	6,0°C
Dew point	17,5°C	Dew point	17,5°C	Dew point	6,0°C
Relative humidity	63,0%	Relative humidity	100,0%	Relative humidity	100,0%
Absolute humidity	0,0125kg/kg	Absolute humidity	0,0125kg/kg	Absolute humidity	0,0058kg/kg
Enthalpy	57,0kJ/kg	Enthalpy	49,3kJ/kg	Enthalpy	20,6kJ/kg
Density	1,175kg/m³	Density	1,205kg/m³	Density	1,260kg/m³
Specific volume	0,862m³/kg	Specific volume	0,840m³/kg	Specific volume	0,798m³/kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 15: Condiciones extremas de los puntos con condensados máximos.

Realizando un proceso similar al de la primera batería de enfriamiento con distintas condiciones se obtienen los posibles máximos condensados en la segunda bandeja (zona de postratamiento).

Cálculo de los condensados

$$H_{absEnt} \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * \dot{m}_{AsecoEnt} = H_{absSal} \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * \dot{m}_{AsecoSal} + \dot{m}_{Cond}$$

Ecuación 2: Balance de masas al H₂O en la segunda batería.

$$0.0125 \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * 6000 \left[\frac{kg}{h} \right] = 0.0058 \left[\frac{kgH_2O}{kgAseco} \right] * 6000 \left[\frac{kg}{h} \right] + \dot{m}_{Cond}$$

$$\dot{m}_{Cond} = 40.2 \left[\frac{kgH_2O}{h} \right]$$

Estos serían los condensados máximos producidos en la segunda batería de enfriamiento.

Tendremos un sensor de humedad a la salida de la batería medirá la humedad de la corriente de aire, previo a su paso por el proceso de humectación.

2.5.8 Segundo calentamiento

La segunda etapa de calentamiento es un proceso opcional utilizado en caso de que la temperatura de salida de la UTA sea superior a los 6 grados que tiene el aire a la salida de la batería de enfriamiento.

La capacidad de calentamiento teórica de la batería de resistencias sería de 33°C para una velocidad de flujo de 1,6m/s. Siendo 50°C la máxima temperatura alcanzable. En la unidad se contempla un incremento de temperatura hasta los 40°C, temperatura que se quiere alcanzar en la sala de simulaciones de camiones en Suecia.

La batería tiene un tamaño algo mayor que la del primer calentamiento, con una mayor potencia.

Datos técnicos de la batería:

Potencia kW	Caudal Kg/h	Pcarga Pa	Aire	
			T.ent. °C	Tsal °C
57	6500	3	6,0	40,0

Tabla 16: Datos técnicos de la segunda batería de calentamiento.¹¹

El calentamiento sensible que experimenta el aire se observa en la Figura 23.

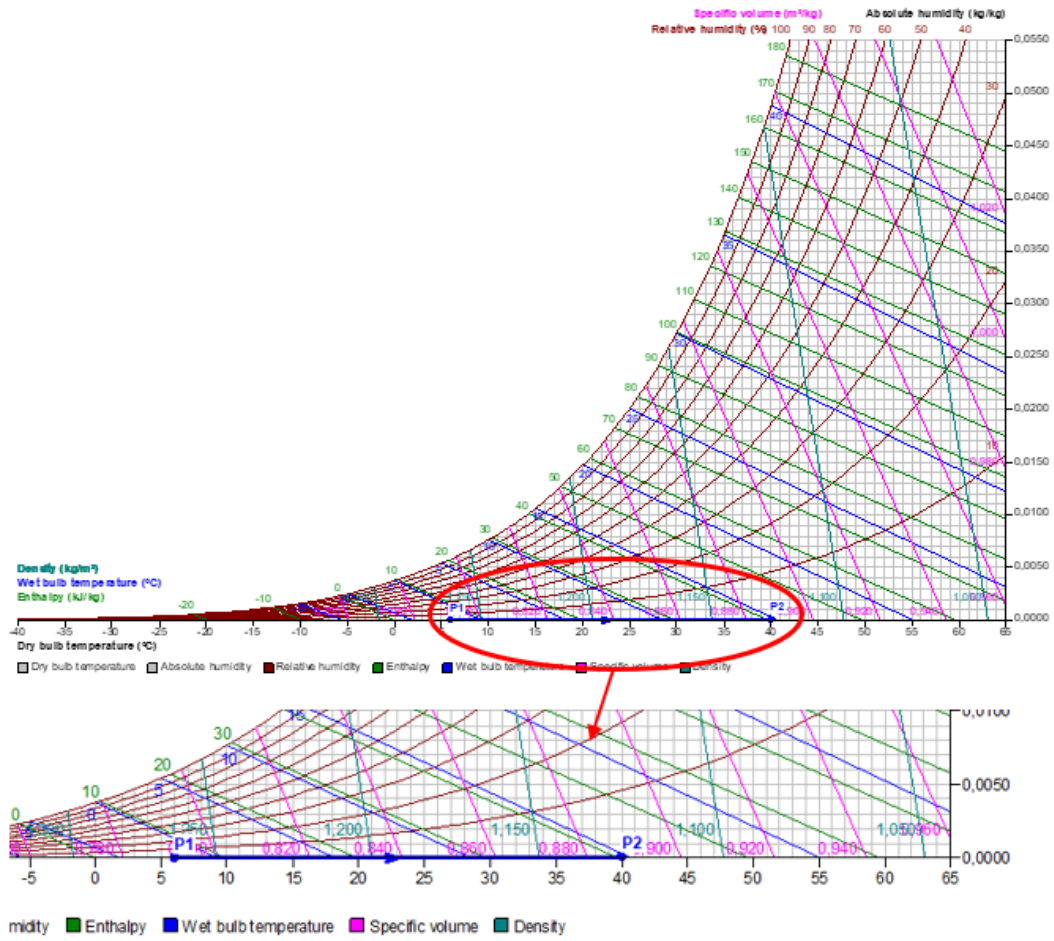


Figura 23: Evolución del aire tras su paso por la segunda batería de calentamiento.

P1		P2	
Dry bulb temperature	6,0°C	Dry bulb temperature	40,0°C
Wet bulb temperature	-1,8°C	Wet bulb temperature	14,7°C
Dew point	-37,4°C	Dew point	-37,4°C
Relative humidity	1,7%	Relative humidity	0,2%
Absolute humidity	0,0001kg/kg	Absolute humidity	0,0001kg/kg
Enthalpy	6,3kJ/kg	Enthalpy	40,5kJ/kg
Density	1,264kg/m ³	Density	1,127kg/m ³
Specific volume	0,791m ³ /kg	Specific volume	0,887m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 17: Condiciones de los puntos extremo de la batería de resistencias.

En los datos dados se contempla como que la batería de resistencias está funcionando a continuación de la segunda batería de frío, pero lo normal es que si es necesaria la etapa de calentamiento para temperaturas positivas, no esté funcionando ningún enfriamiento ni la rueda de secado, por tanto la humedad del aire sería la que tuviese en el exterior como caso extremo, pero no habría riesgo de condensados en la sala.

2.5.9 Humectación

Módulo opcional encargado de humidificar el aire. El proceso se realizaría mediante un módulo exterior, una bancada de humidificadores de los que saldrían unos tubos que conectan a unas lanzas de vapor integradas en la unidad.

El proceso de humidificación consiste en introducir vapor de agua en la corriente de aire mezclándose y aumentando por tanto su humedad.

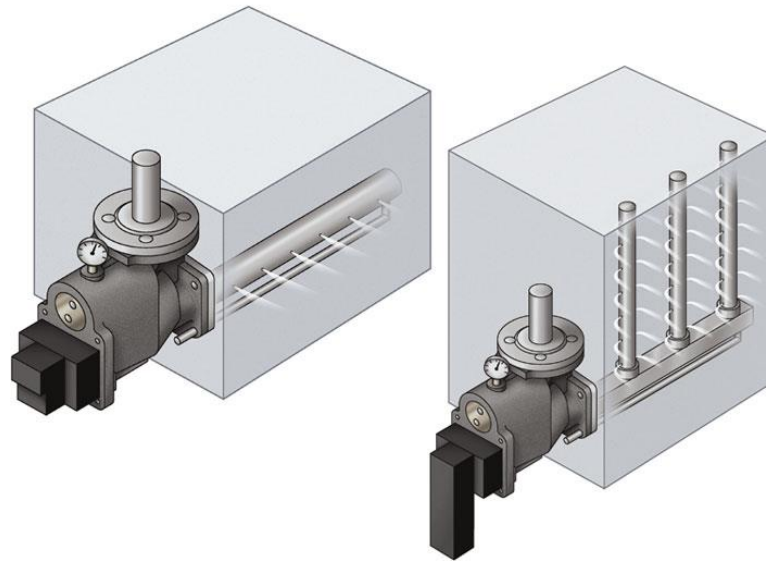


Figura 24: Lanzas de vapor.¹⁷

Datos técnicos de los humidificadores:

Aire						
Potencia kW	T.ent. °C	H.Rel%	Habs gH ₂ O/kg	Tsal °C	H.Rel%	Habs gH ₂ O/kg
50	40,0	0,15	0,08	40,0	30,0	16
Entrada				Salida		

Tabla 18: Datos técnicos de los humidificadores.

El requerimiento de esta etapa nace del propio funcionamiento de la rueda de secado, que como se ha explicado en el capítulo 2.5.5. Son máquinas que trabajan muy bien a régimen, las pequeñas variaciones en el grado de secado no las regula lo suficientemente bien por ello, “se seca de más” y luego se ajusta el grado de humedad necesario con la etapa de humidificación.

El proceso que sigue el aire sería una humidificación, la temperatura del aire se mantiene constante.

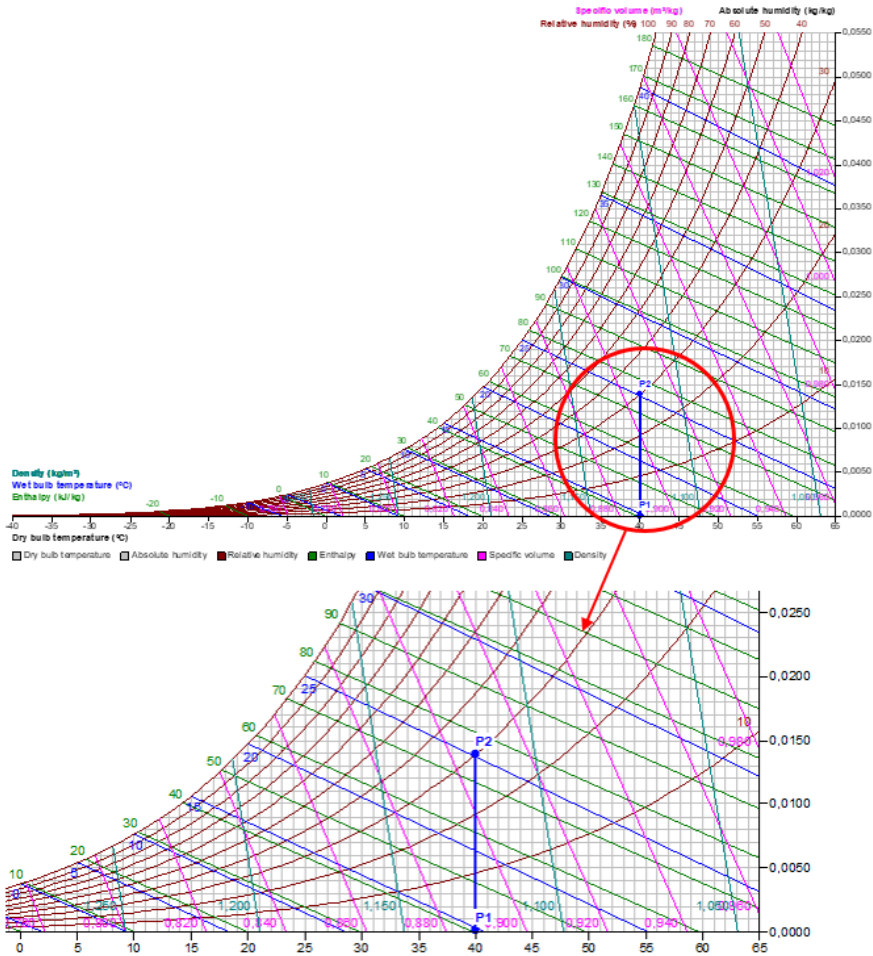


Figura 25: Evolución del aire tras su paso por el proceso de humectación.

P1		P2	
Dry bulb temperature	40,0°C	Dry bulb temperature	40,0°C
Wet bulb temperature	14,7°C	Wet bulb temperature	25,1°C
Dew point	-37,4°C	Dew point	19,1°C
Relative humidity	0,2%	Relative humidity	30,0%
Absolute humidity	0,0001 kg/kg	Absolute humidity	0,0139 kg/kg
Enthalpy	40,5 kJ/kg	Enthalpy	76,0 kJ/kg
Density	1,127 kg/m ³	Density	1,118 kg/m ³
Specific volume	0,887 m ³ /kg	Specific volume	0,907 m ³ /kg
Pressure	101325,0 Pa	Pressure	101325,0 Pa
Airflow	1666,6 l/s	Airflow	1666,6 l/s

Tabla 19: Condiciones de los puntos extremos del proceso de humectación.

La distancia entre las lanzas de humidificación y el siguiente proceso es importante a la hora de diseñar la unidad, debido a que es el espacio en el que se va a mezclar el flujo de aire con el vapor de agua que inyectamos a través de las lanzas de vapor. Esta distancia viene determinada por el fabricante a

partir de la capacidad de las lanzas seleccionadas. En la UTA será de unos 375mm.

2.5.10 Tercer enfriamiento

Último proceso de la UTA, es opcional utilizado en los caso que la temperatura proporcionada por la segunda batería de frío no sea suficiente en la sala.

Como es explicado en el capítulo 2.5.6, la mínima temperatura de salida capaz de alcanzar después de la segunda batería de enfriamiento sería de 6°C. Por tanto, el requerimiento de temperatura de la sala debería de ser inferior a 6°C para necesitar el tercer enfriamiento, esta temperatura sería alcanzable mediante un evaporador que se encargaría de enfriar la temperatura del aire mediante un intercambio aire-refrigerante consiguiendo temperaturas de hasta -25°C, como se ve en Tabla 20: Datos técnicos de la batería de expansión directa.

Para este proceso se utiliza una batería de expansión directa, a la que llegaría el refrigerante a través del circuito de líquido refrigerante en el que el r 452a se expande por la válvula de expansión instalada en el mismo.

Posteriormente, el gas refrigerante es conducido por el circuito denominado gas refrigerante hasta los compresores y condensadores situados en el exterior del edificio.

La batería estará fabricada en cobre con aletas de aluminio.

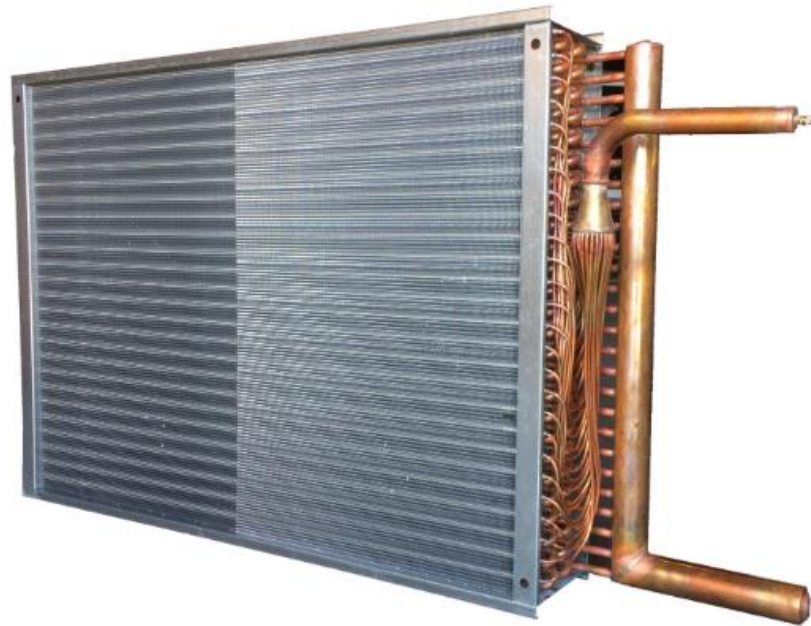


Figura 26: Batería de expansión directa.

El segundo calentamiento es incompatible con el proceso de evaporación, ya que no tiene sentido calentar el aire para luego enfriarlo sin que el calentamiento favorezca la humectación (paso intermedio entre ambos). Por eso se cuenta con que la temperatura a la entrada de la batería de expansión es la misma que la de salida del segundo enfriamiento.

Datos técnicos de la batería de expansión directa:

Potencia kW	Caudal Ref kg/h	Aire			
		T.entr. °C	H.Rel%	Tsal °C	H.Rel%
130,16	1828	6,0	0,15	-25,0	1,2

Tabla 20: Datos técnicos de la batería de expansión directa.

El proceso seguido por el aire en la batería sería el siguiente:

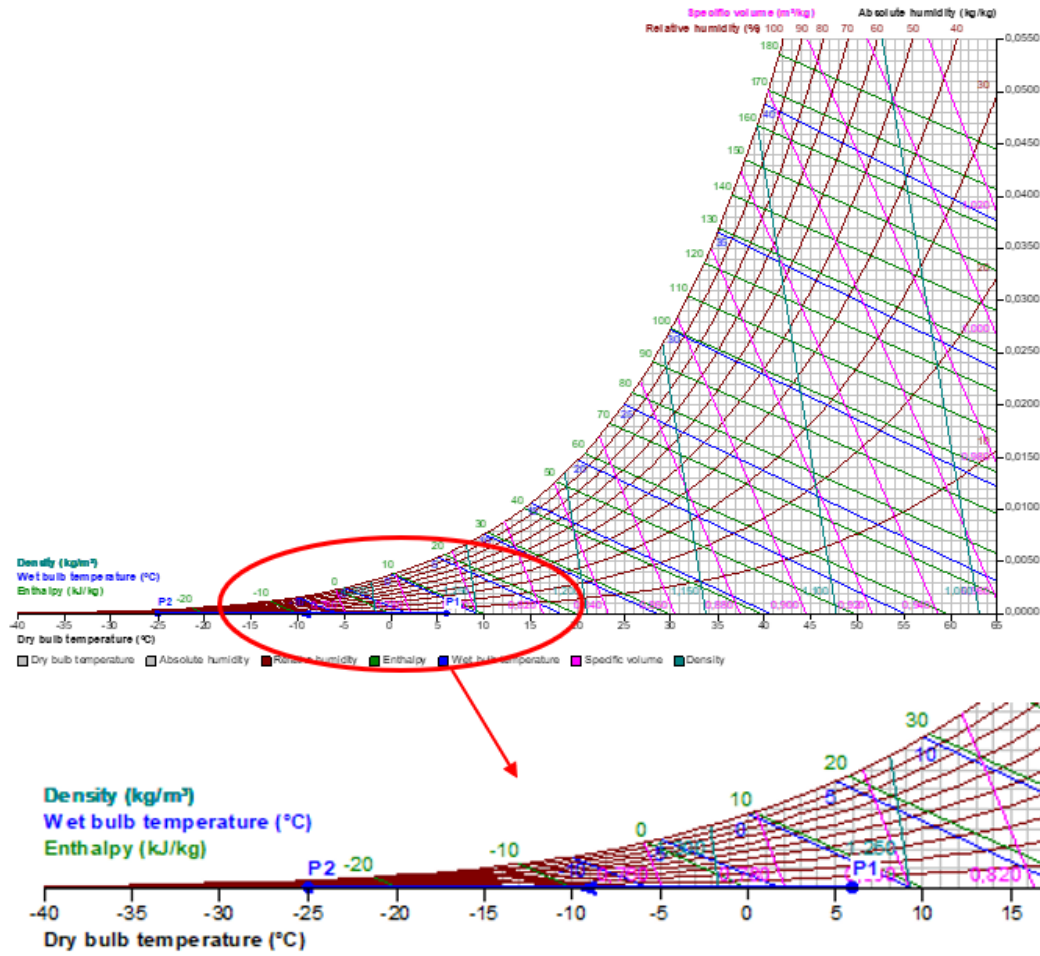


Figura 27: Evolución del aire tras su paso por la batería de expansión directa.

	P1	P2	
Dry bulb temperature	6,0°C	Dry bulb temperature	-25,0°C
Wet bulb temperature	-1,8°C	Wet bulb temperature	-25,7°C
Dew point	-37,4°C	Dew point	-37,4°C
Relative humidity	1,7%	Relative humidity	25,7%
Absolute humidity	0,0001kg/kg	Absolute humidity	0,0001kg/kg
Enthalpy	6,3kJ/kg	Enthalpy	-24,9kJ/kg
Density	1,264kg/m ³	Density	1,422kg/m ³
Specific volume	0,791m ³ /kg	Specific volume	0,703m ³ /kg
Pressure	101325,0Pa	Pressure	101325,0Pa
Airflow	1666,6l/s	Airflow	1666,6l/s

Tabla 21: Condiciones de los puntos extremos de la batería de expansión directa.

Las condiciones finales de -25°C con un punto de rocío de -37.4°C demuestra la consecución del objetivo de enfriar y secar el aire consiguiendo un punto de rocío de unos 10°C por debajo de la temperatura de la sala.

3. Cálculos para el diseño de la unidad.

El circuito de agua fría es el circuito más difícil de dimensionar a la hora de diseñar la instalación a pesar de no contar con una muy especial regulación. En este apartado se incidirá en algunas cuestiones claves tenidas en cuenta para su correcto funcionamiento.

3.1 Circuito de agua fría, condiciones de diseño

Las condiciones a las que se tiene que encontrar el agua en la impulsión son de una temperatura de 2°C y una presión de entre 3 bar y 6 bar. En el retorno la presión viene impuesta por la instalación a la que se va a conectar el circuito que va a tener una diferencia de presión de 3 bar por tanto la presión en el retorno será de al menos 1 bar y la temperatura debida al intercambio con las baterías de frío de 7°C .

La regulación de las condiciones a las que circula el flujo de agua glicolada es controlada mediante una serie de sensores colocados en el armario de las conexiones. Estos sensores son los manómetros y termómetros de inspección visual. Además, habrá un transmisor de temperatura para registrar que llega a la temperatura correcta a las baterías de frío.

Se recuerda los componentes del circuito de agua ya comentado en el capítulo 2.3.1 Circuitos de la instalación.

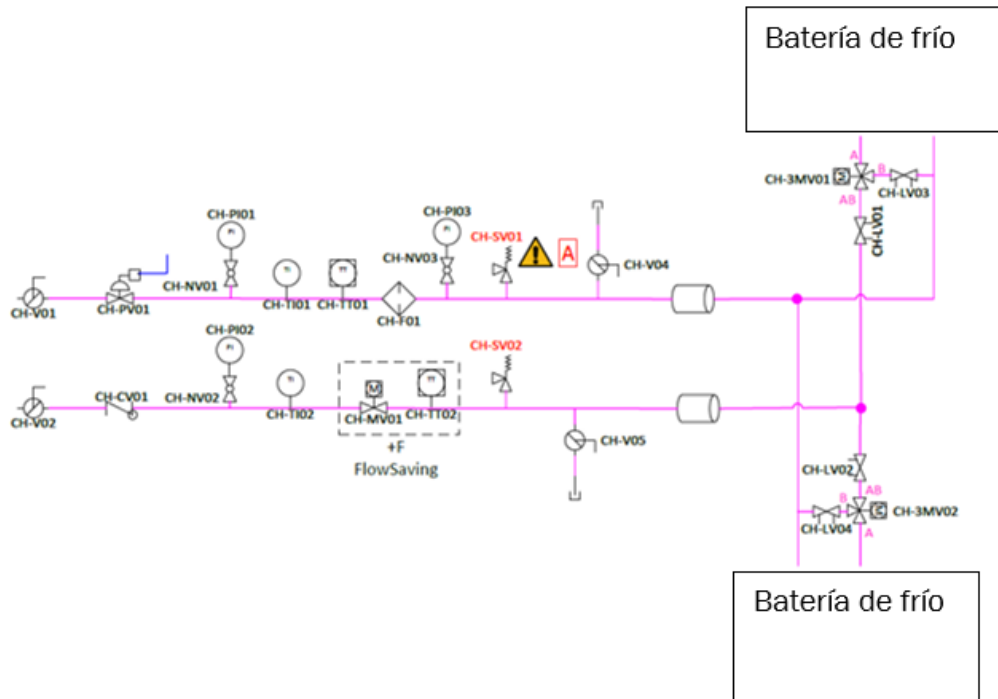


Figura 9: Esquema del circuito de agua fría.

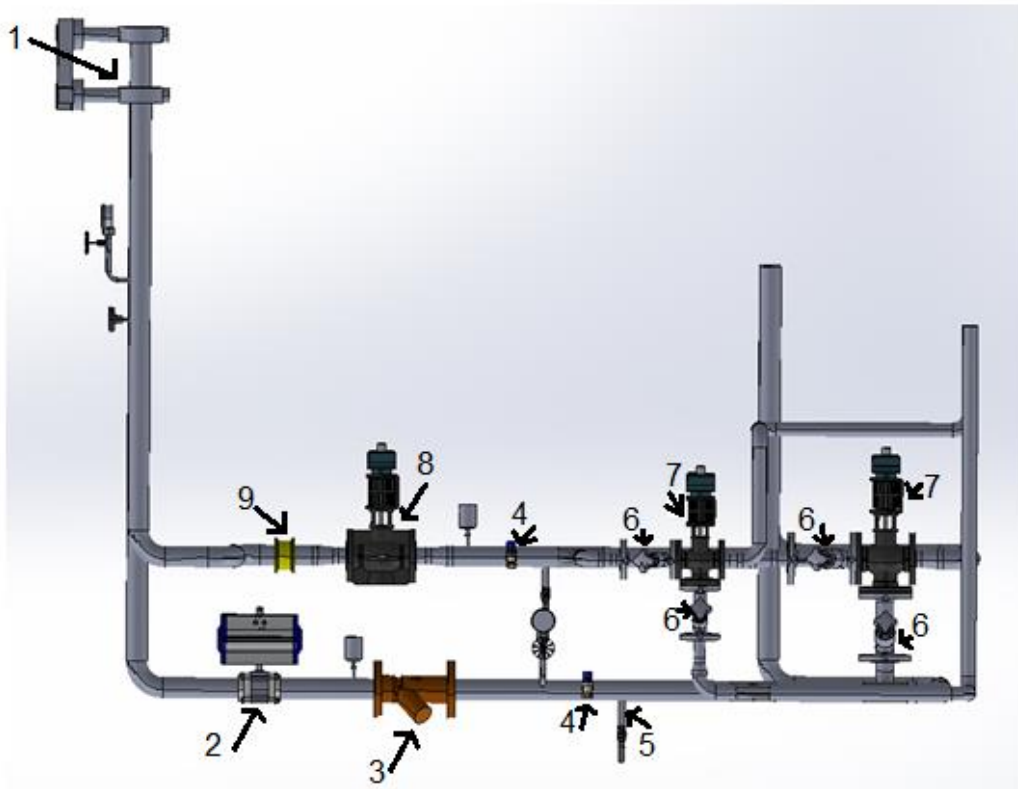


Figura 28: Circuito de agua fría de la instalación.

El orden de los componentes planteado en el circuito no tiene por qué ser el definitivo entendiendo la función que cumple cada componente.

Los componentes que pueden intercambiar las posiciones son los sensores y el transmisor, al final, su función es la de medir temperatura y presión y si las válvulas no la modifican no importa dónde se sitúen. Lo que si es importante es mantener el segundo manómetro después del filtro ya que indicará la pérdida de carga que está induciendo el filtro al circuito mediante la medición de la presión antes del filtro y después, mostrando su necesidad de recambio o no.

A continuación, se desarrolla el desempeño de cada válvula en el circuito:

1. La primera válvula con la que se encuentra el flujo de agua es la válvula de mariposa que se encarga de cerrar o abrir el circuito manualmente.



Figura 29: Válvula de mariposa.¹⁸

2. La siguiente válvula sería la neumática (CH-PV01), encargada de mediante un control remoto cerrar el circuito con un accionamiento neumático si deja de recibir aire comprimido.



Figura 30: Válvula neumática.¹⁹

3. Tras ella, el filtro (CH-F01) encargado de limpiar las posibles impurezas que pudiera tener el agua suministrado por la instalación.



Figura 31: Filtro.²⁰

4. Después, se encuentra una válvula de seguridad (CH-SV01), cuya misión es comprobar que no se sobrepresione el circuito bien por la presión suministrada por la bomba o por un cambio en la temperatura del fluido.



Figura 32: Válvula de seguridad.²¹

5. La siguiente es una válvula de alivio (CH-V04) encargada de vaciar el circuito de manera voluntaria, no es una válvula de seguridad.



Figura 33: Válvula de alivio.²²

6. Las siguientes válvulas son las Balancing Valve y la 3-Way Servovalve (7.), denominadas en la Tabla 4. Comúnmente se la denomina TA (CH-LV03 y CH-LV01) y la de 3 vías (CH-3MV01). Estas válvulas tienen una función u otra dependiendo en la posición en la que se coloquen.

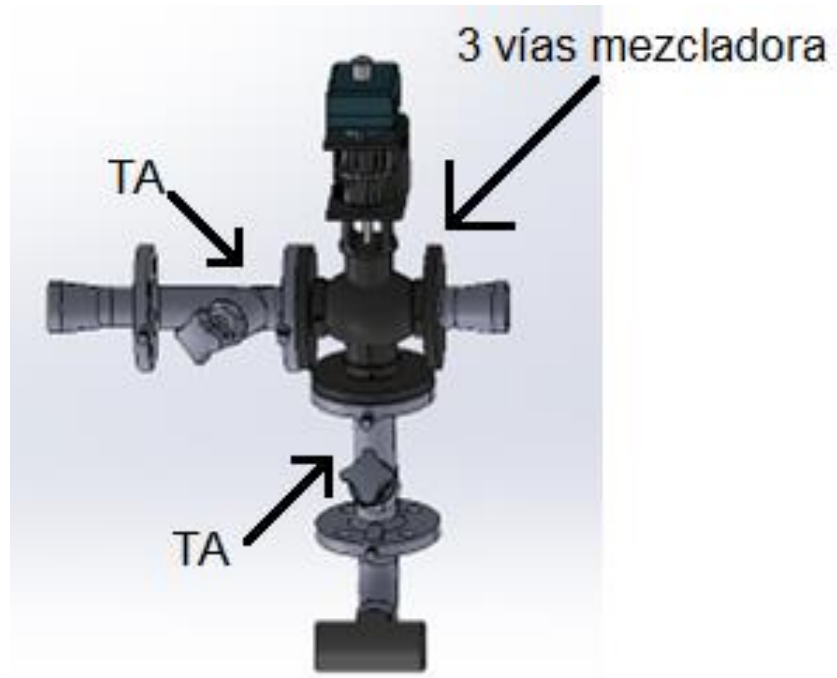


Figura 34: Detalle de las válvulas de regulación.

La figura 34 y 35 representan lo mismo una en el diseño 3D y la otra en el del circuito.

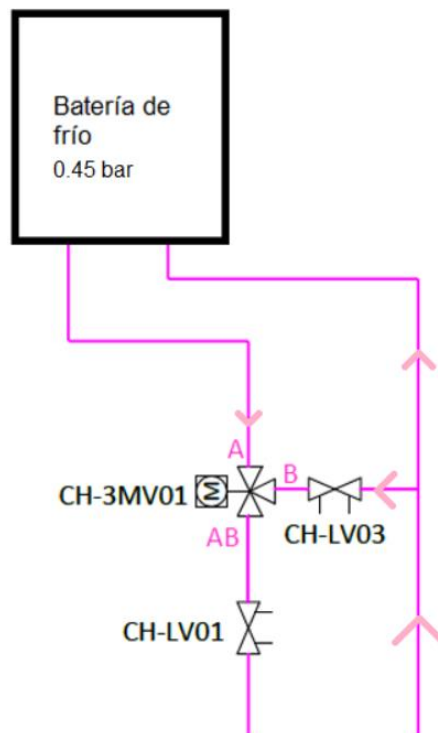


Figura 35: Lazo de regulación de la batería de frío (Bypass).

Ambas válvulas a base de inducir pérdida de carga regulan el caudal que circula por el lazo.

La válvula de 3 vías utilizada en ambos bypasses de la instalación es de tipo mezcladora (la llegan dos corrientes de agua y sale una).

La válvula de tres vías mediante la variación del caudal se encarga de regular el flujo de refrigerante que llega a la batería de frío. Para que la válvula de tres vías esté bien dimensionada y sus modificaciones de caudal tengan repercusión en el circuito y sobre todo en la capacidad de enfriamiento de la batería, se habla de la autoridad de la válvula.

En este caso esta autoridad se aproximará para su dimensionado sabiendo que la pérdida de carga que induce la batería de frío debe de ser capaz de inducirla la válvula de tres vías (siendo una aproximación bastante acertada).

En la UTA la pérdida de carga que se produce en la primera batería de enfriamiento en el circuito de agua fría es de 4.614 m.c.a (0.452 bar), esta pérdida de presión la tendríamos que asumir con la válvula de 3 vías (CH-3MV01 en la Figura 35)

Teniendo en cuenta la gráfica suministrada por el fabricante²³, la pérdida de carga de la batería de enfriamiento (0.45 bar) y sabiendo que el flujo de refrigerante que circula por la batería es de 27,4 m³/h se obtiene el dimensionado de la válvula. Siendo según la Figura36 de entre un DN 50 y un DN 65.

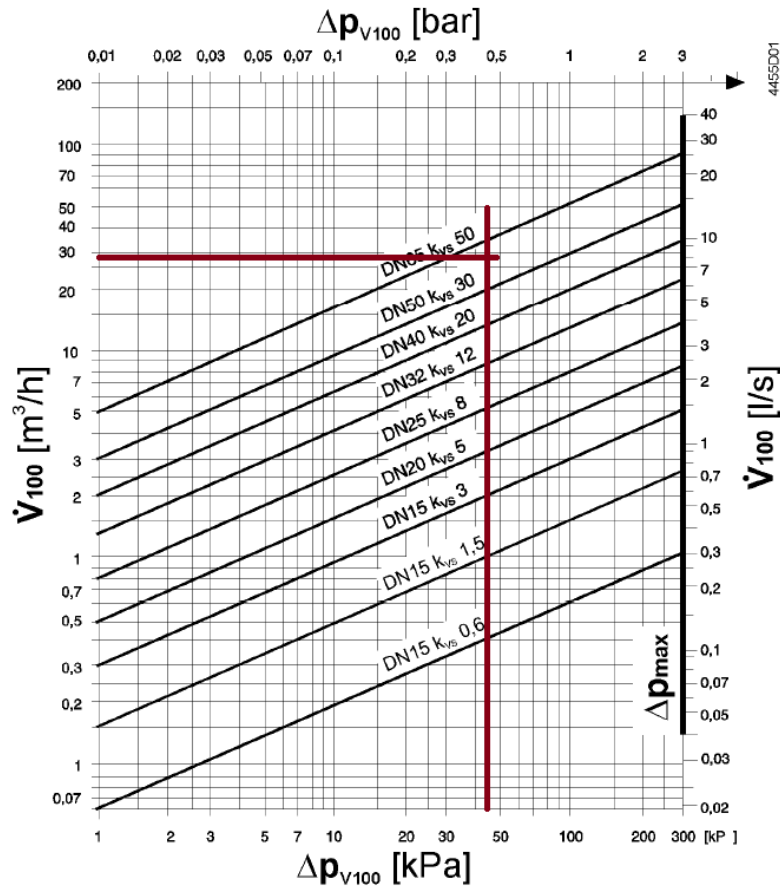


Figura 36: Dimensionado de la válvula de 3 vías.

Para la instalación se elegirá un DN 50, ya que entra un factor de diseño que es que todas las válvulas de regulación de presión por espacio en la máquina van a ser de las mismas dimensiones. Por tanto, una vez definido el tamaño de la válvula de 3 vías, viene impuesto el dimensionado de las TAs del lazo.

La disposición bypass consiste en introducir una válvula de balanceo en paralelo al equipo el cual queremos regular el caudal suministrado (batería de enfriamiento). Se puede observar en la Figura 35. Figura 35: Lazo de regulación de la batería de frío (Bypass).

Se introduce una TA antes de que llegue el agua a la batería de frío. La pérdida de carga que tiene que inducir la TA en el ramal paralelo al equipo debe de ser la misma que el propio equipo (disposición en paralelo). Esto consigue que el mismo caudal circule teóricamente por ambos ramales.

Gracias a esta configuración se consigue que con la TA y su regulación de caudal del 50%, facilite el funcionamiento de la válvula de 3 vías, diseño muy común en los circuitos.



Figura 37: TA, válvula de balanceo.

Las TA, se regulan al comienzo de la instalación y no se vuelven a tocar. Su regulación se realiza manualmente, al contrario de las de 3 vías que es automáticamente. Estas válvulas tienen un grado de pérdida de carga asociado a las vueltas realizadas en su palanca de mando.

Kv values

DN 20-50

Turns	DN 20	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50
0.5	0,511	0,60	1,14	1,75	2,56
1	0,757	1,03	1,90	3,30	4,2
1.5	1,19	2,10	3,10	4,60	7,2
2	1,90	3,62	4,66	6,10	11,7
2.5	2,80	5,30	7,10	8,80	16,2
3	3,87	6,90	9,50	12,6	21,5
3.5	4,75	8,00	11,8	16,0	26,5
4	5,70	8,70	14,2	19,2	33

Figura 38: Pérdida de carga en función del número de giros.²⁴

La segunda válvula de balanceo (situada en línea con la batería de enfriamiento y la válvula de 3 vías (CH-LV01) en la Figura 35) Se encarga de regular la diferencia de presión con la que sale la mezcla de agua glicolada con respecto a la entrada, siendo esta diferencia de presión de 3 bar. La presión de salida debe de ser mayor de 1 bar para evitar que se produzca cavitación (gas) en el circuito.

Se puede ver en la Figura 9 que se repite la misma configuración para la segunda batería de frío; las tres válvulas, dos de balanceo (una en serie y la otra en paralelo al equipo) y una de tres vías.

Siguiendo con la descripción de las válvulas del circuito y ya recorriendo la rama del retorno, se observa que se vuelven a encontrar válvulas ya comentadas de seguridad, de alivio y sensores.

8. La válvula de dos vías, (CH-MV01) denominada Flow saving en la Figura 9 Es una válvula opcional dependiendo de la instalación a la que vaya ir destinada la UTA. Se encarga de asegurar que el flujo de agua es el que debiera para no dañar el dimensionado de los equipos a posteriori que pudiera tener la instalación, en caso de estar descompensado induce una pérdida de carga adicional para regular el caudal.



Figura 39: Válvula de dos vías (Flow saving)¹⁹.

9. La última válvula que difiere de las ya mencionadas en el circuito es la válvula antirretorno, (CH-CV01). Su función es que el flujo solo pueda circular en una dirección, cerrándose en caso de que intentase circular en sentido contrario.



Figura 40: Válvula antirretorno.

3.1.1 Pérdidas de carga en el circuito de agua fría

Para calcular las pérdidas de carga es necesario tener bien caracterizado el fluido con el que estamos trabajando y el conducto por el que circula.

El fluido va a ser una mezcla de agua-glicol 30%, a una temperatura de 2°C en el circuito de impulsión y de 7°C en el retorno una vez se ha producido el intercambio de temperatura con el aire de la unidad.

Los circuitos van a tener secciones variables por lo que habrá que dividir además de en impulsión y retorno por la diferencia de temperatura y el cambio de densidad del fluido, en todos los tramos en los que haya estrechamientos o ensanchamientos.

Datos del fluido caloportador:

Densidad de la mezcla:

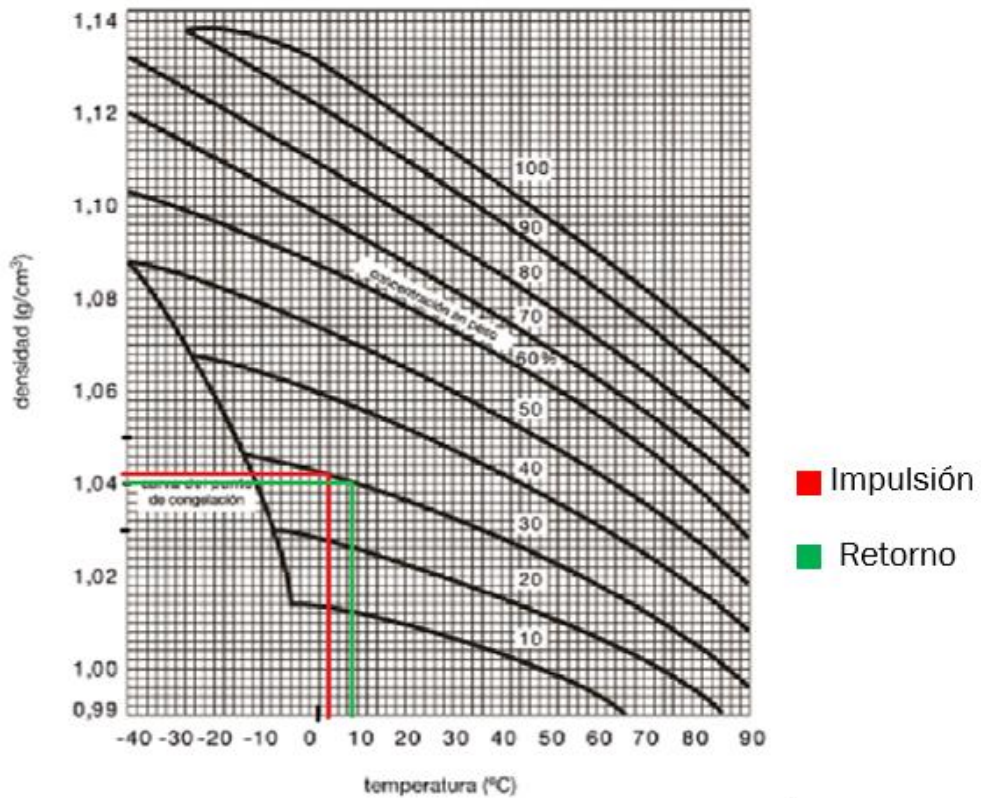


Figura 41: Densidad del agua-glicol en función de la temperatura y de la concentración.²⁵

La densidad del compuesto a la temperatura de 2°C es aproximadamente $1.042 \text{ g/cm}^3 = 1042 \text{ kg/m}^3$.

La densidad del compuesto a la temperatura de 7°C es aproximadamente $1.04 \text{ g/cm}^3 = 1040 \text{ kg/m}^3$.

Viscosidad de la mezcla:

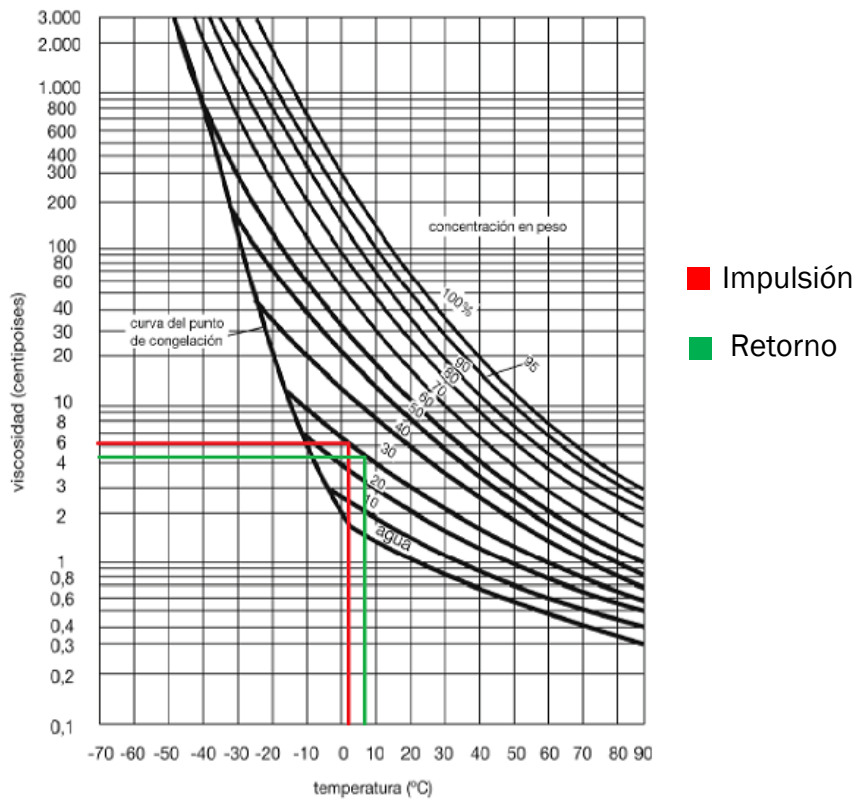


Figura 42: Viscosidad del agua-glicol en función de la temperatura y de la concentración.²⁵

El valor de la viscosidad para una temperatura de 2°C es aproximadamente de 6 cps = $6 \cdot 10^{-3}$ Pa*s.

El valor de la viscosidad para una temperatura de 7°C es aproximadamente de 4.2 cps = $4.2 \cdot 10^{-3}$ Pa*s.

Las ecuaciones que vamos a utilizar para calcular la pérdida de carga en el circuito parten de las siguientes expresiones²⁶.

Considerando el flujo estacionario incompresible entre dos secciones en un tubo de sección constante, la ecuación de la energía para flujo estacionario es:

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z\right)_1 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z\right)_2 = h_f + h_m$$

Ecuación 3: Ecuación de la energía para flujo estacionario.

Las pérdidas por fricción del conducto (h_f), la diferencia de altura entre la sección de entrada y la de salida ($z_2 - z_1$) y las pérdidas producidas por discontinuidades (codos, reducciones... (h_m)). Reordenando los términos obtenemos la Ecuación 4: Pérdidas de carga en una tubería.

$$\Delta P = \left[h_f + \sum h_m + (z_2 - z_1) \right] * \rho g$$

Ecuación 4: Pérdidas de carga en una tubería.

Siendo la ecuación de la altura de pérdidas por fricción (h_f) en la que interviene la velocidad, la longitud y el diámetro en la tubería además de la aceleración de la gravedad.

$$h_f = f * \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2g}$$

Ecuación 5: Altura de pérdidas por fricción.

Además, el término f , que es un coeficiente de fricción que se obtiene mediante el diagrama de Moody, gráfica obtenida a partir de la Ecuación 6: Ecuación de Colebrook.

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re * f^{1/2}} \right)$$

Ecuación 6: Ecuación de Colebrook.

No se va a utilizar esta ecuación para el cálculo del coeficiente de fricción sino una aproximación proporcionada por Haaland. (Ecuación 7: Aproximación para el coeficiente de fricción.) Ecuación 9: Altura de pérdidas por discontinuidades.

$$f^{1/2} = \frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right]}$$

Ecuación 7: Aproximación para el coeficiente de fricción.

En esta ecuación interviene la rugosidad de la tubería (ϵ) y el número de Reynolds, número adimensional (Ecuación 8: Número de Reynolds.) compuesto por las características del fluido de densidad y viscosidad obtenidas al comienzo de este capítulo y datos de la sección de la tubería, velocidad y diámetro. El número de Reynolds es utilizado para discernir entre flujo laminar o turbulento si el valor es superior a 3200.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

Ecuación 8: Número de Reynolds.

Las pérdidas de carga localizadas sólo se pueden determinar de forma experimental, pueden expresarse en función de la altura cinética corregida mediante el factor K que depende de la singularidad y de las dimensiones.

El término de las pérdidas por discontinuidades se calcula mediante la Ecuación 9: Altura de pérdidas por discontinuidades. En la que intervienen el coeficiente de pérdidas de la discontinuidad (factor K) y los coeficientes ya explicados en la Ecuación 5: Altura de pérdidas por fricción.

$$\sum hm = \sum K * \frac{v^2}{2g}$$

Ecuación 9: Altura de pérdidas por discontinuidades.

En los cálculos realizados, el coeficiente de pérdidas tomado para las distintas discontinuidades del circuito son los de la Figura 43

Valor del coeficiente de pérdida de carga localizada ξ (red de distribución)













Diámetro interno tubo de acero inox, cobre y material plástico		8 - 16 mm	18 - 28 mm	30 - 54 mm	> 54 mm	
Diámetro del tubo de acero		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"	
Tipo de resistencia localizada		Símbolo				
Curva estrecha a 90°	$r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normal a 90°	$r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90°	$r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva estrecha en U	$r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normal en U	$r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga en U	$r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Ampliación			1,0			
Reducción			0,5			
Derivación simple con T a 90°			1,0			
Confluencia simple con T a 90°			1,0			
Desviación doble con T a 90°			3,0			
Confluencia doble con T a 90°			3,0			

Figura 43: Valores del coeficiente de pérdida localizada.

Finalmente, la ecuación de pérdidas de cargas en una tubería que se utilizará para realizar los cálculos teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores será:

$$\Delta P = \left[\frac{v^2}{2g} \left(f \frac{L}{d} + \sum K \right) + (z_2 - z_1) \right] * \rho g$$

Ecuación 10: Pérdidas de carga desglosada.

La tubería va a ser de acero comercial nuevo, viendo los valores de la rugosidad²⁶

Material	Condición	ϵ (mm)
Acero	Lámina metálica, nueva	0.05
	Inoxidable	0.002
	Comercial, nuevo	0.046
Hierro	Galvanizado, nuevo	0.15

Tabla 22: Valores de la rugosidad para distintos materiales.

Las pérdidas de carga que se inducen debido a las distintas válvulas que componen el circuito vienen expresadas según el Kv (coeficiente de caudal). Este coeficiente expresa la cantidad de metros cúbicos por hora que pasa a través de la válvula completamente abierta produciendo una pérdida de carga de 1 bar en el circuito.

$$Kv = Qx \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta P} * \frac{\rho}{\rho_w}}$$

Ecuación 11: Expresión del coeficiente de caudal.

Para las válvulas que componen el circuito este coeficiente de caudal tiene un valor dependiendo del diámetro de la válvula:

- Filtro. El diámetro nominal del filtro es de un DN 80 correspondiente a 3 ". El valor del coeficiente de caudal (Kv) para esta tubería es de 96.10 m³/h.

D	Inch	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"
Kv	m ³ /h	3,30	6,60	9,70	14,90	26,60	35,40	67,20	96,10

 Figura 44: Valor del coeficiente del caudal del filtro. ²⁰

- Válvula de 3 vías. Una vez dimensionada (Figura 36) Se puede obtener el coeficiente de caudal en la misma gráfica. Para un DN 50, el coeficiente de caudal es de 30 m³/h.
- TA, la TA en línea (fuera del bypass) va a servir para regular que la diferencia de presión en el circuito cumpla la especificación de que sea de 3 bar, por eso será el valor de pérdida de carga incógnita que se averiguará teniendo en cuenta la pérdida de carga de los demás componentes.
- La válvula reguladora de caudal no se va a tener en cuenta a la hora de dimensionar las pérdidas del circuito ya que es una válvula de seguridad que actuará en caso de que el circuito esté desequilibrado.

- Válvula antirretorno, el diámetro nominal de la válvula es de un DN 80, correspondiente a 3". El valor del coeficiente de caudal (Kv) para esta tubería es de 206 m³/h.

D	Inch	2"	2 1/2"	3"
Kv	m ³ /h	68	111	206

Figura 45: Valor del coeficiente de caudal de la válvula antirretorno.

Los equipos a los que llega el agua glicolada van a inducir una pérdida de carga igual a la que somete la TA en el bypass correspondiente al equipo. En la primera batería de enfriamiento, el agua glicolada va a ser conducido por los tubos del equipo induciendo una pérdida de carga de 0,45 bar. Por eso, da igual que se hallen las pérdidas de carga por la rama de la batería o por la rama de la TA. Se han calculado teniendo en cuenta la pérdida de carga de la batería.

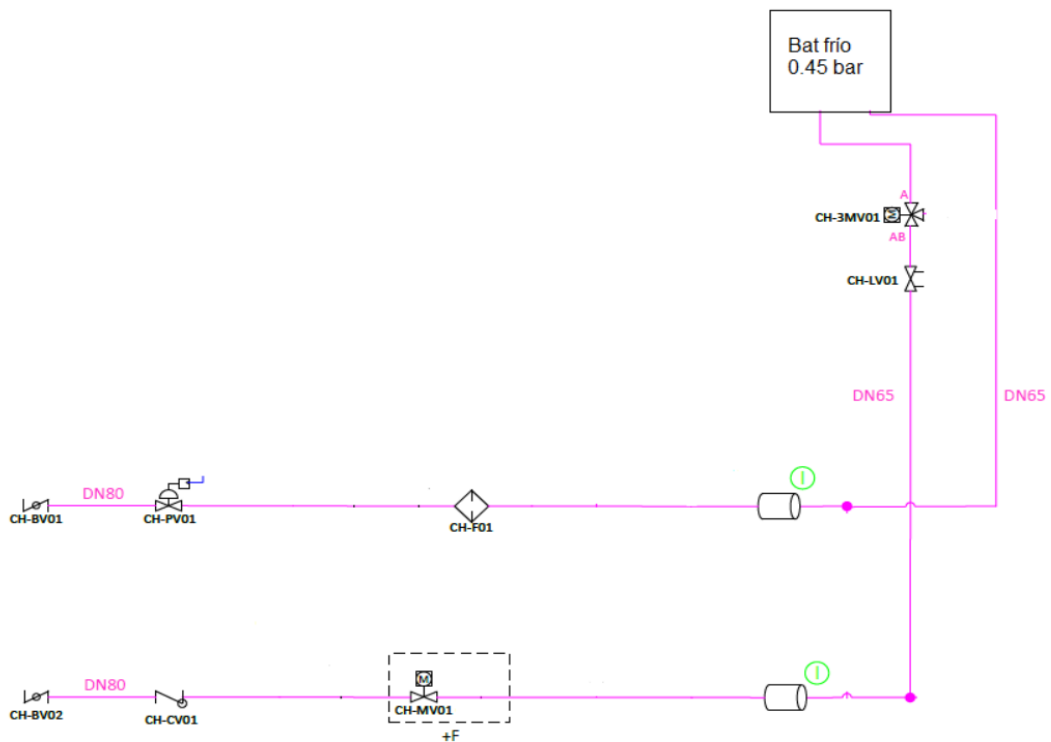


Figura 46: Análisis de las pérdidas de carga en el circuito 1 (primer enfriamiento).

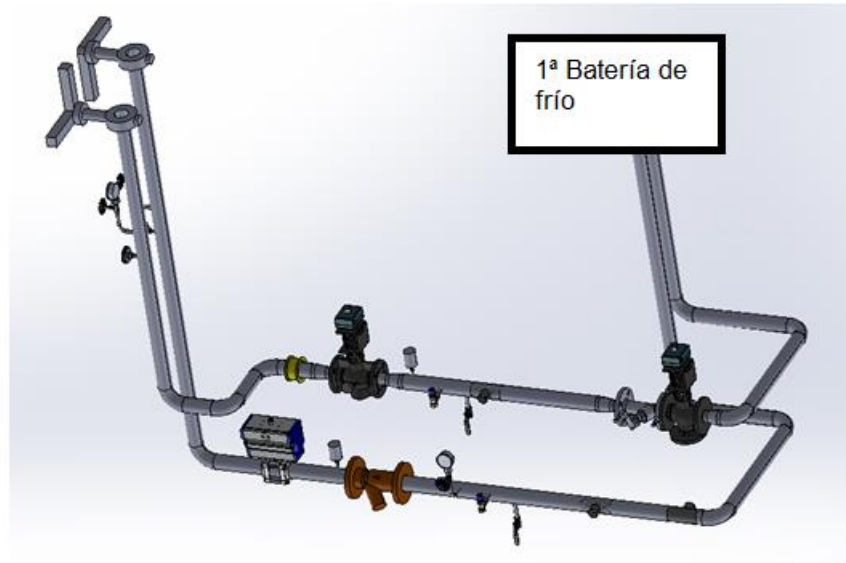


Figura 47: Circuito1 primer enfriamiento.

A partir de la Ecuación 9: Altura de pérdidas por discontinuidades. Para codos y reducciones. Y la Ecuación 11: Expresión del coeficiente de caudal. Se obtiene la pérdida de carga de cada válvula y discontinuidad teniendo en cuenta el caudal que circula por cada discontinuidad.

Filtro		3 vías		Antirretorno		Válvula de mariposa	
DN80	3"	DN 50	0	DN80	3"	DN80	3"
Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	27,4	Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	36
Kv	96,1	Kv	30	Kv	206	Kv	399
ρ agua [kg/m3]	1000	ρ agua [kg/m3]	1000	ρ agua [kg/m3]	1000	ρ agua [kg/m3]	1000
ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042
ΔP [bar]	0,14622645	ΔP [bar]	0,86921324	ΔP [bar]	0,03182279	ΔP [bar]	0,00848256

Tabla 23: Pérdidas de carga en cada válvula circuito 1.

1 CODO 36 m3/h y DN 80		1 CODO 24,3 m3/h y DN 65		1 Reducción Q=36, DN80		1 Reducción Q=24,3, DN65	
K	0,8	K	0,8	K	0,5	K	0,5
Q [m3/s]	0,01	Q [m3/s]	0,00675	Q [m3/s]	0,01	Q [m3/s]	0,00675
Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	24,3	Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	24,3
Diámetro	0,0875	Diámetro	0,0761	Diámetro	0,0875	Diámetro	0,0761
Sección [m2]	0,0060132	Sección [m2]	0,00454841	Sección [m2]	0,0060132	Sección [m2]	0,00454841
Velocidad m/s	1,66300675	Velocidad m/s	1,48403648	Velocidad m/s	1,66300675	Velocidad m/s	1,48403648
gravedad	9,81	gravedad	9,81	gravedad	9,81	gravedad	9,81
ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042
ΔP [Pa]	1152,69852	ΔP [Pa]	917,945434	ΔP [Pa]	720,436575	ΔP [Pa]	573,715897
ΔP [bar]	0,01152699	ΔP [bar]	0,00917945	ΔP [bar]	0,00720437	ΔP [bar]	0,00573716
1 Ampliación Q=36, DN80		1 Ampliación Q=24,3, DN65		Derivación simple		Confluencia simple	
K	1	K	1	K	1	K	1
Q [m3/s]	0,01	Q [m3/s]	0,00675	Q [m3/s]	0,01	Q [m3/s]	0,00675
Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	24,3	Q [m3/h]	36	Q [m3/h]	24,3
Diámetro	0,0875	Diámetro	0,0761	Diámetro	0,0875	Diámetro	0,0761
Sección [m2]	0,0060132	Sección [m2]	0,00454841	Sección [m2]	0,0060132	Sección [m2]	0,00454841
Velocidad m/s	1,66300675	Velocidad m/s	1,48403648	Velocidad m/s	1,66300675	Velocidad m/s	1,48403648
gravedad	9,81	gravedad	9,81	gravedad	9,81	gravedad	9,81
ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042	ρ mezcla [kg/m3]	1042
ΔP [Pa]	1440,87315	ΔP [Pa]	1147,43179	ΔP [Pa]	1440,87315	ΔP [Pa]	1147,43179
ΔP [bar]	0,01440873	ΔP [bar]	0,01147432	ΔP [bar]	0,01440873	ΔP [bar]	0,01147432

Tabla 24: Pérdidas de carga en cada discontinuidad.

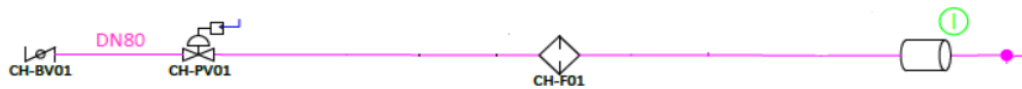


Figura 48: Tramo 1. Circuito 1.

Tramo 1 DN80		
Impulsión 2°C	ρ [kg/m ³]	1042
	Viscosidad [kg/(m*s)]	0,0035
	Caudal [m ³ /s]	0,01
	[m ³ /h]	36
	Rugosidad de la tubería [m]	0,000046
	Gravedad [m/s ²]	9,81
	Longitud [m]	3,82
	Diámetro	0,0875
	Sección [m ²]	0,00601
	Velocidad [m/s]	1,66301
	Reynolds	43321,326
	Factor de fricción	0,022892268
	Diferencia de cotas [m]	2,015
	Pérdida de carga [Pa]	22037,39482
Pérdida de carga [bar]	0,220373948	
Discontinuidades	Nº	Pcarga
Codos	1	0,011526985
Ampliaciones	0	0
Reducciones	1	0,007204366
Tes (Derivación Simple)	1	0,014408731
Válvulas	Kv	Pcarga
Corte (Mariposa)	399	0,00848256
Filtro	96,1	0,146226453
TOTAL TRAMO		0,408223043

Tabla 25: Pérdidas de carga tramo 1.

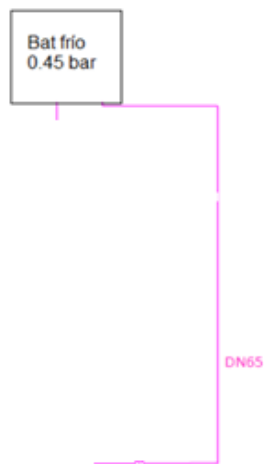


Figura 49: Tramo 2. Circuito 1.

Tramo 2 DN65		
Impulsión 2°C	ρ [kg/m ³]	1042
	Viscosidad [kg/(m*s)]	0,0035
	Caudal [m ³ /s]	0,00675
	[m ³ /h]	24,3
	Rugosidad de la tubería [m]	0,000046
	Gravedad [m/s ²]	9,81
	Longitud [m]	1,979
	Diámetro	0,0761
	Sección [m ²]	0,00455
	Velocidad[m/s]	1,48404
	Reynolds	33622,415
	Factor de fricción	0,02418781
	Diferencia de cotas [m]	0,795
	Pérdida de carga [Pa]	8848,25232
	Pérdida de carga [bar]	0,08848252
Discontinuidades		
	Nº	Pcarga
Codos	3	0,02753836
Ampliaciones	0	0
Reducciones	0	0
Tes(Simple)	1	0,01440873
Válvulas		
	Kv	Pcarga
Batería de frío		0,45
TOTAL TRAMO		0,58042962

Tabla 26: Pérdidas de carga tramo 2.

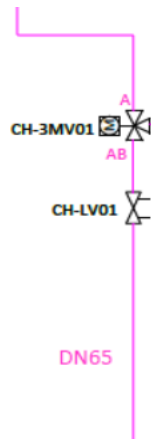


Figura 50: Tramo 3. Circuito 1.

Tramo 3 DN65		
Retorno 7°C	ρ [kg/m ³]	1040
	Viscosidad [kg/(m*s)]	0,0042
	Caudal [m ³ /s]	0,00675
	[m ³ /h]	24,3
	Rugosidad de la tubería [m]	0,000046
	Gravedad [m/s ²]	9,81
	Longitud [m]	1,692
	Diámetro	0,0761
	Sección [m ²]	0,00455
	Velocidad[m/s]	1,48404
	Reynolds	27964,901
	Factor de fricción	0,02505822
	Diferencia de cotas [m]	0,826
	Pérdida de carga [Pa]	1584,01498
Pérdida de carga [bar]	0,01584015	
Discontinuidades	Nº	Pcarga
Codos	3	0,02753836
Ampliaciones	0	0
Reducciones	1	0,00573716
Tes	0	0
Válvulas	Kv	Pcarga
3 vías	30	0,86921324
TOTAL TRAMO		0,91832892

Tabla 27: Pérdida de carga tramo 3.

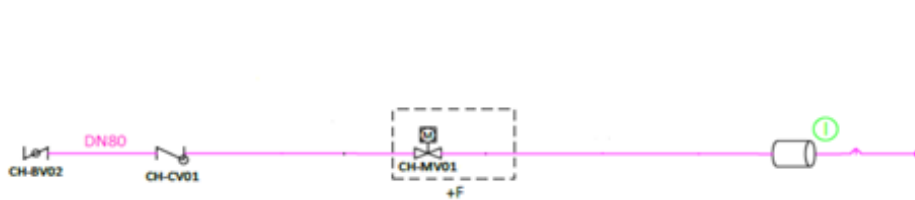


Figura 51: Tramo 4. Circuito 1.

Tramo 4 DN80		
Retorno 7°C	ρ [kg/m ³]	1040
	Viscosidad [kg/(m*s)]	0,0042
	Caudal [m ³ /s]	0,01
	[m ³ /h]	36
	Rugosidad de la tubería [m]	0,000046
	Gravedad [m/s ²]	9,81
	Longitud [m]	3,199
	Diámetro	0,0875
	Sección [m ²]	0,00601
	Velocidad[m/s]	1,66301
	Reynolds	36031,813
	Factor de fricción	0,02367501
	Diferencia de cotas [m]	1,343
	Pérdida de carga [Pa]	14946,5891
Pérdida de carga [bar]	0,14946589	
Discontinuidades	Nº	Pcarga
Codos	3	0,03458096
Ampliaciones	1	0,01440873
Reducciones	0	0
Tes (Confluencia)	1	0,01147432
Válvulas	Kv	Pcarga
TA	¿?	¿?
Antirretorno	206	0,03182279
Corte (Mariposa)	399	0,00848256
TOTAL TRAMO		0,25023525

Tabla 28: Pérdida de carga tramo 4.

El valor de la TA está destacado en amarillo porque es la incógnita que debemos de calcular para cumplir que la diferencia de presión entre la impulsión y el retorno sea de 3 bar.

El total de las pérdidas de carga en el circuito alcanzan el valor de:

Pérdidas de carga	
Total tramo 1 [bar]	0,40822304
Total tramo 2 [bar]	0,58042962
Total tramo 3 [bar]	0,91832892
Total tramo 4 [bar]	0,25023525
TOTAL [bar]	2,15721682

Tabla 29: Sumatorio de pérdidas de carga del circuito 1.

La diferencia de presión tiene que llegar a los 3 bares por lo que la pérdida de carga que debe de inducir la TA del tramo 4 sería la diferencia ($3 - 2,157 = 0,843$ bar).

El otro lazo que conecta con la segunda batería de enfriamiento sería de forma similar cambiando los diámetros de la tubería.

3.2 Circuito de drenaje

El circuito de drenaje es el encargado de expulsar el agua producido en la condensación en el proceso de enfriamiento del aire.

En la zona de pretratamiento con la primera batería de enfriamiento, está compuesto por una bandeja de condensados que cubre toda la superficie susceptible de producir condensados cubriendo el proceso de enfriamiento y el de separado de gotas llegando hasta la entrada de los conductos de ventilación que conectan con la rueda de secado. Tras la bandeja de condensados es guiado por una tubería que se dimensionará en el siguiente apartado, hasta llegar a un sifón encargado de evitar malos olores en la unidad. Tras el sifón pasa al colector donde se juntan los condensados de ambas baterías de frío, para ser conducidos hacia la salida de la máquina en la zona frontal.

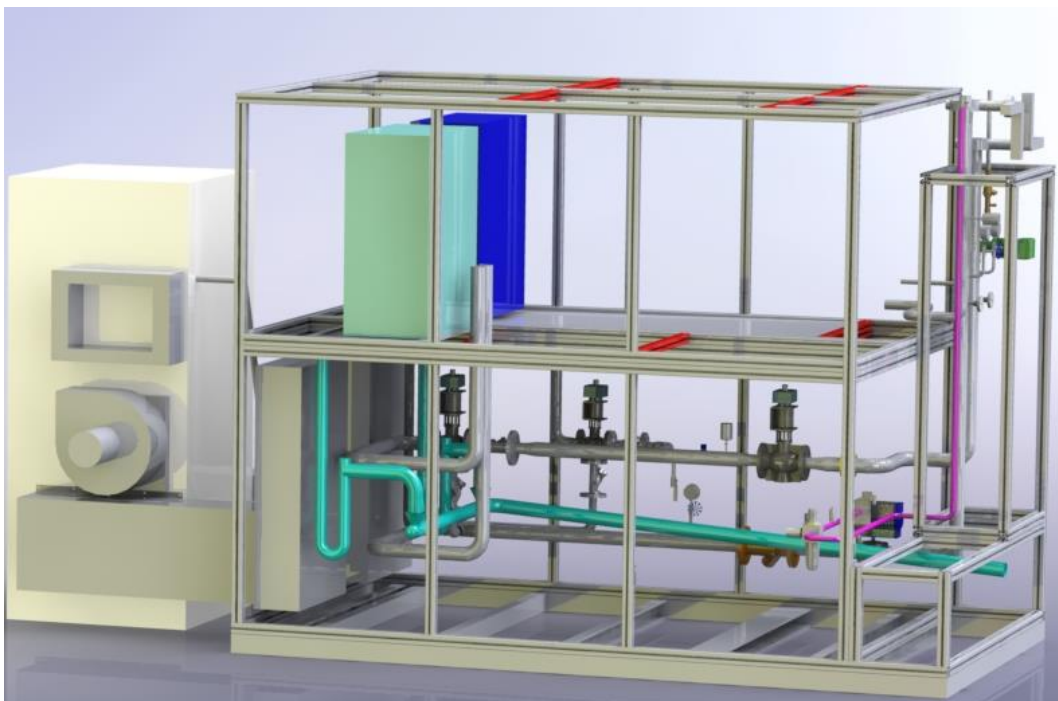


Figura 52: Circuito de drenaje en azul turquesa.

Las condiciones tomadas para el cálculo de los condensados en esta batería van desde los 42°C en la entrada hasta los 6°C a la salida con una humedad absoluta de 19,8 gH₂O/kg aire y de 5,8 g H₂O/ kg aire respectivamente.

En la zona de postratamiento también hay una batería de enfriamiento, en caso de que la rueda de secado esté en funcionamiento teóricamente no se producirían condensados en esta zona. En caso contrario, las condiciones del

aire que se presuponen a la entrada de la batería de enfriamiento serían las más desfavorables a la hora de dimensionar el circuito. En ese caso consideramos que la primera batería de enfriamiento no está en funcionamiento tampoco y que las condiciones exteriores serían la temperatura máxima registrada en el emplazamiento con la humedad relativa correspondiente (25°C y 63% HR). Los componentes de este circuito son los mismos que en la zona de pretratamiento.

3.2.1 Diseño del conducto de drenaje a partir del cálculo de los condensados

En el capítulo 2.4.4 Primer enfriamiento y el 2.4.6 Segundo enfriamiento, se hallan los condensados según las condiciones explicadas en el apartado anterior. Los resultados obtenidos son:

- Flujo de condensados en la primera batería de enfriamiento: 84 kgH₂O/h.
- Flujo de condensados en la segunda batería de enfriamiento: 40.2 kgH₂O/h.

El método de dimensionado de la tubería de drenaje es simple, a partir del diámetro del sifón que en el caso que nos concierne es de un DN40 (38,1 mm) se debe comprobar que este diámetro de tubería cumple con la velocidad y el caudal que va a tener. En caso afirmativo se obvian reducciones y cambios de tramo para reducir costes y simplificar el equipo.

A la hora de dimensionar el diámetro de la tubería, es necesario estimar la velocidad a la que va a ir el flujo de agua.

Utilizando la ecuación 3 (de la energía) y despreciando las pérdidas por fricción y por discontinuidades del circuito.

Teniendo en cuenta que la entrada y la salida van a tener la misma presión (ambiente). La diferencia de altura es de 0.6 m y considerando la velocidad inicial nula.

$$v_2^2 = (z_1 - z_2) * 2g$$

Ecuación 12: Ecuación de la energía despejada.

Se obtiene una velocidad a la salida de 3,43 m/s

$$Q = v * A$$

Ecuación 13: Caudal.

Despejando el área y teniendo en cuenta que el flujo másico de caudal máximo es de $84 \text{ kgH}_2\text{O/h} = 84 \text{ m}^3/\text{h}$.

Se obtiene un área de $2,33 * 10^{-5} \text{ m}^2$.

Siendo el área de la tubería de sección circular

$$A = \pi * D^2 / 4$$

Ecuación 14: Área del círculo.

Se obtiene un diámetro de 5,45 mm por tanto los 38,1mm sobredimensionarían la instalación.

4. Modelo 3D y su uso a la hora del diseño y fabricación final.

El modelado 3D se ha convertido en una herramienta básica a la hora de diseñar cualquier objeto imaginable. Capaz de plasmar a partir de un plano 2D transformándolo a un objeto 3D lo más fiel a la realidad posible.

En la industria, los programas de diseño 3D son utilizados debido a su gran ahorro de tiempo, mejora en la fabricación y consecución de un incremento en la calidad del producto final minimizando los errores de diseño.

A la hora de diseñar la Unidad de tratamiento de aire el mayor problema residía en conocer las dimensiones totales que iba a tener la máquina con todos los componentes y circuitos internos correctamente dimensionados. Tarea nada fácil ya que el proceso de diseño 3D ha ido a la par con el del diseño de la UTA propiciando constantes cambios y mayores inconvenientes a medida que iba avanzando el proyecto.

No solo hay que tener en cuenta las dimensiones de los componentes que componen la máquina sino también la manera de instalarlos, permitir su mantenimiento en caso de que sea necesario y también tener en cuenta la

función que cumplen en la unidad como por ejemplo válvulas de seguridad que podrían en caso de emergencia expulsar agua a mucha presión.

Cuanto mayor sea el conocimiento del proceso que se está llevando a cabo más fácil será poder realizar el diseño de sus componentes correctamente.

Muchos modelos 3D, sobre todo en el ámbito de las válvulas, son proporcionados por los propios fabricantes que facilitan a la hora de dar más detalle y realismo al modelo.

4.1 SolidWorks

SolidWorks²⁷ ha sido el programa utilizado para el diseño de la unidad, es un software de diseño CAD 3D desarrollado por SOLIDWORKS Corp, filial de Dassault Systèmes capaz de modelar piezas y ensamblajes en 3D y planos en 2D.

Presenta un módulo especial para la simulación de las condiciones en las que se van a utilizar el producto, como puede ser la simulación de un fluido en el seno de la geometría modelada...

Además, dispone de una gestión de datos utilizada para proyectos colaborativos que facilita la compartición de datos (epdm).

También se han utilizado otros programas de modelado 3D como el Sketchup o el Fusión a360. Estos programas se han utilizado a modo de herramientas de apoyo para el diseño final.

4.2 Fases en la concepción del diseño.

El modelo de trabajo era iterativo, a través de la información que se recibe de los encargados de diseñar los componentes de la instalación, se va comenzando a dar detalle. Se puede dividir el proceso en etapas según se ha ido diseñando la máquina y recibiendo la información.

Diseño Conceptual

El diseño inicial comienza con un diseño 2D preliminar incluso a mano alzada como en la Figura 56 en el que se muestran las dimensiones generales de la máquina. Es una suposición basada en la experiencia del diseñador calculada

en base a los procesos que se van a llevar a cabo en su interior y los componentes que se van a necesitar en una primera aproximación.

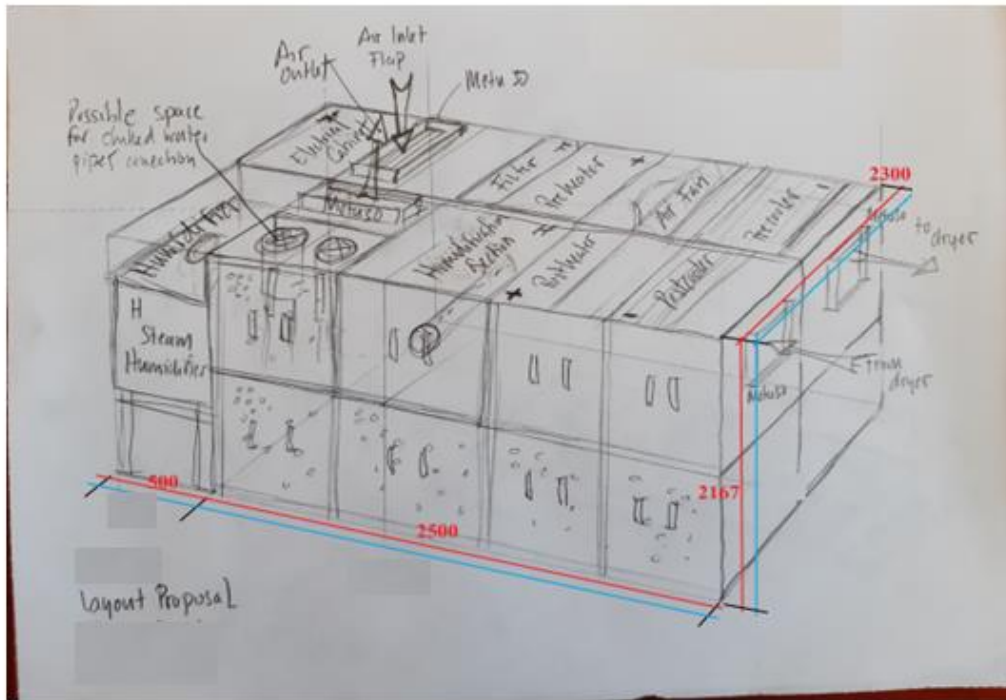


Figura 53: Diseño preliminar a mano alzada.

La unidad iba a contar con 3 módulos, el armario para componentes eléctricos, otro armario por el que se realizarían las conexiones de la unidad con los circuitos de agua fría, de refrigeración... Y el módulo principal en el que se desarrollan los procesos de aclimatación del aire. Además, ajeno a la máquina contaría con la rueda de secado.

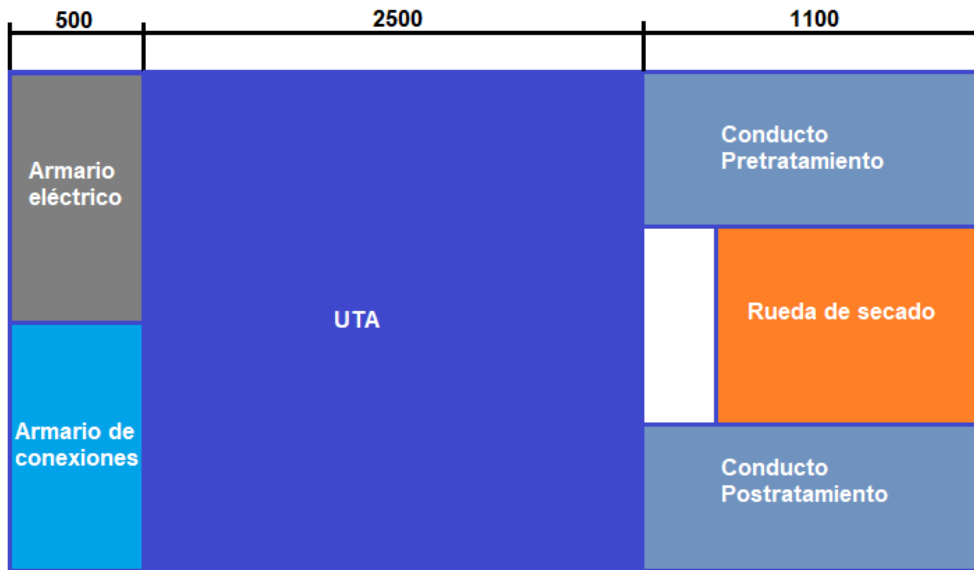


Figura 54: Disposición de los módulos y dimensiones generales.

La altura de la unidad llegará hasta los 2,30 m.

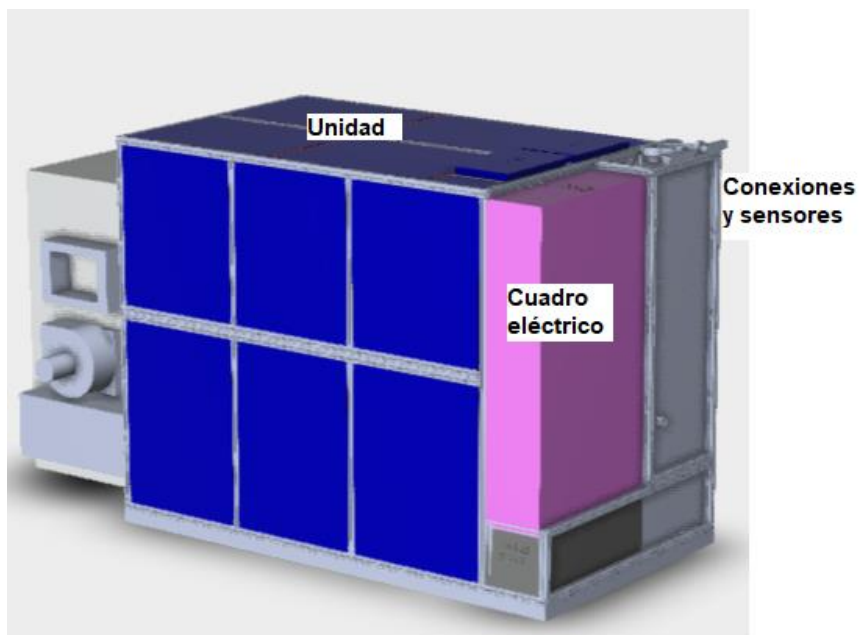


Figura 55: Disposición de los módulos.

Lo primero que se modeló a parte de los módulos fue la rueda de secado, al ser un módulo procedente de un fabricante externo, era importante conocer las dimensiones exteriores exactas.

La rueda de secado podía contar con un filtro situado en la entrada del aire de proceso y a la salida un ventilador encargado de impulsar el aire hacia la zona de postratamiento de la UTA. Estos componentes no serían necesarios ya que el aire ya iba a pasar por una etapa de filtrado y las pérdidas de carga que podía inducir la rueda eran asumibles por los ventiladores de la unidad. Además, la rueda de secado cuenta con un extractor para el aire de regeneración que sobresale de la máquina, la orientación de este extractor ha sido bastante importante ya que en caso de que el aire que expulsa sea conducido hacía el exterior mediante unos conductos o iba a ser expulsado a la sala (en principio no) habría que tener en cuenta la salida del extractor si es en dirección hacia la máquina ya que sería un problema.

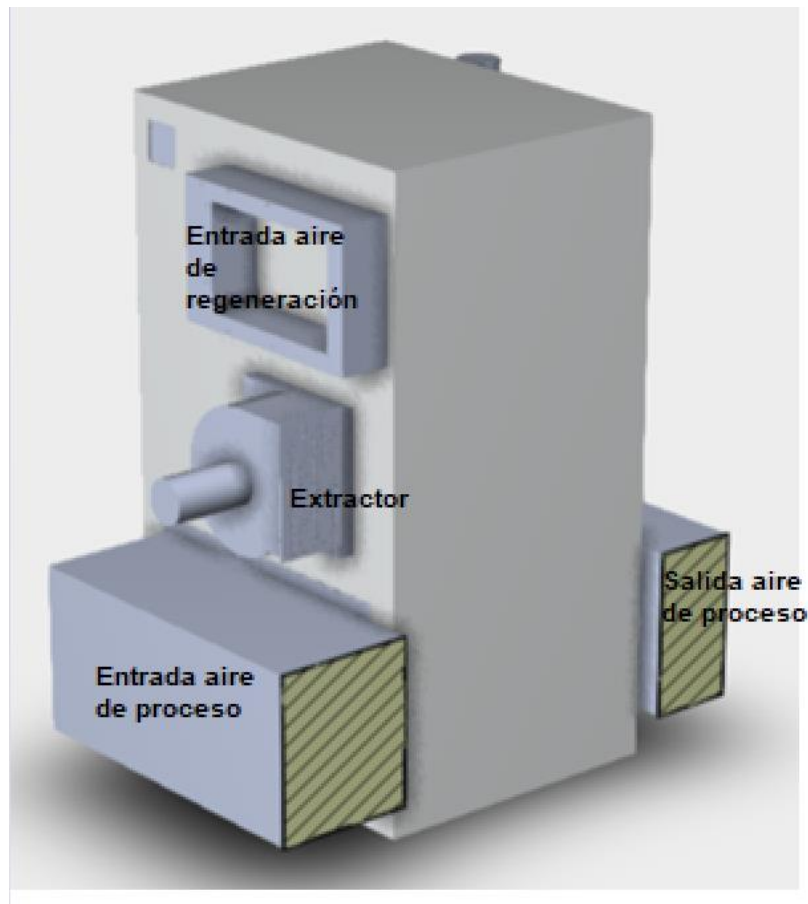


Figura 56: Rueda de secado.

En la Figura 56, el extractor está colocado de igual manera a como viene en los planos proporcionados por el proveedor de la rueda. En este caso está

apuntando a la UTA que estaría colocada donde viene el conducto de entrada de aire de proceso y a donde se dirige el conducto de salida de aire de proceso.

Este detalle muestra gráficamente las funciones del 3D ya que habiendo modelado la rueda de secado en la primera parte sirvió para poder contactar con el proveedor y modificar la orientación de la salida del extractor.

La segunda parte que se comenzó a desarrollar fueron los circuitos con los que iba a contar la unidad, desarrollados en el capítulo 2.3.1 Circuitos en la instalación.

Gracias al primer desarrollo del P&ID (piping and instrumentation diagram/drawing) por parte del departamento de fluidos, se obtiene la información de los componentes con los que va a contar (válvulas y sensores) en primera estancia.

A partir del P&ID comienza la concepción del sistema de circuito de agua fría, las válvulas y sensores se pueden obtener los datos de las dimensiones de los fabricantes o incluso el modelo 3D. Lo más importante es con el espacio disponible poder completar el circuito respetando unos márgenes de distancia entre elementos para su instalación.

Lo más complicado del circuito de agua fría fue conseguir un ruteado válido que cumpla el recorrido de impulsión y retorno que debía de llevar el agua glicolada hasta las baterías de frío, teniendo en cuenta que las válvulas debían de estar accesibles para su instalación y su mantenimiento.

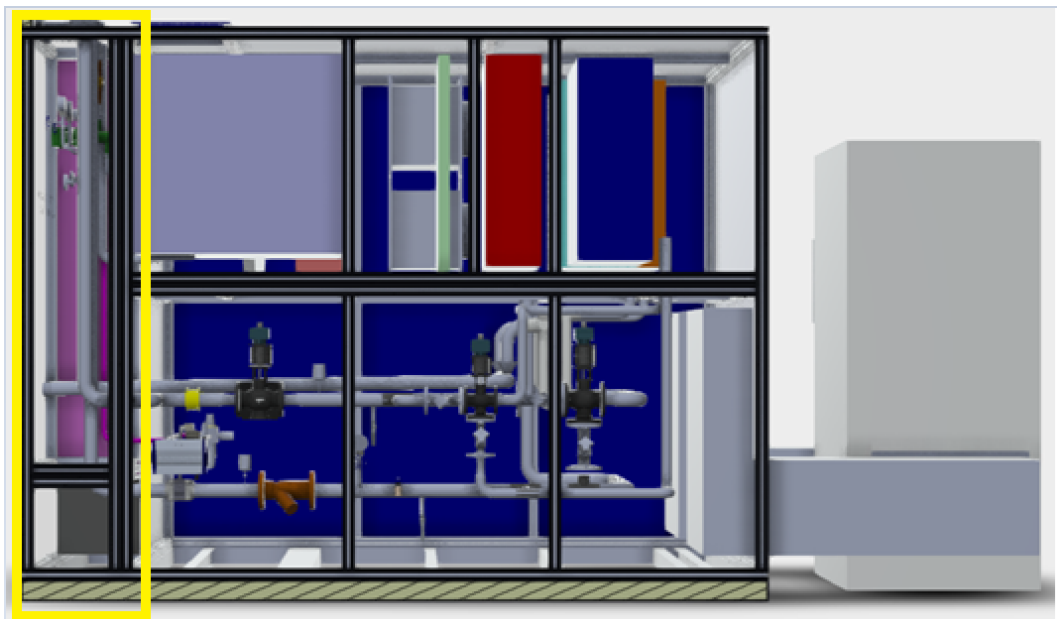


Figura 57: Perfil de la unidad.

En una primera instancia se deseaba colocar la mayoría de la panoplia de válvulas en la zona izquierda (recuadrada en amarillo) ya que iba a ser una zona accesible fácilmente y la instalación y mantenimiento sería sencillo. Se comprobó que no cabía sobre todo por la válvula neumática que es bastante grande. Finalmente se optó por situar los sensores de temperatura y de presión en esa zona para su fácil lectura.

El resto de las válvulas se tuvieron que colocar en la zona inferior configurando el circuito de agua fría de la siguiente manera:

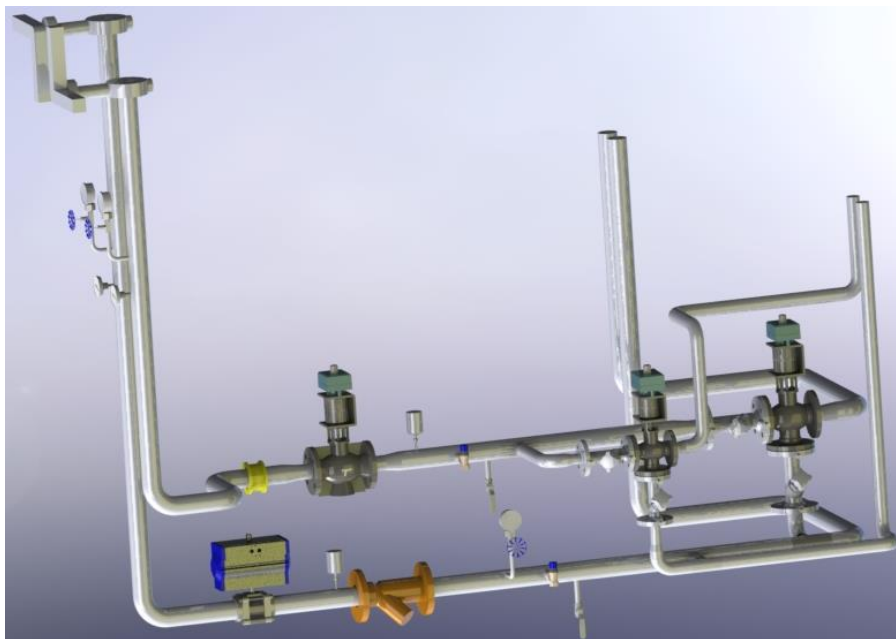


Figura 58: Ruteado del circuito de agua fría.

El circuito de refrigerante tanto de líquido (impulsión) como de gas (retorno) fue más sencillo de modelar ya que cuentan con menos válvulas.

Uno de los problemas que surgieron en esta fase fue que las válvulas colocadas en el 3D inicial previo a la definición concreta del modelo de las mismas, habían sido recicladas de otros circuitos utilizados en instalaciones anteriores. Con estas válvulas se había realizado el ruteado de los tubos del circuito de agua fría, una vez se actualiza el modelo específico, se observa que el tamaño de las válvulas es bastante superior a las diseñadas anteriormente, propiciando el cambio en el ruteado del circuito debido a limitaciones de espacio en altura.

Además, la válvula de corte de tipo mariposa, situada en el inicio del circuito tiene unas dimensiones muy superiores a la planteada inicialmente que era una de tipo bola.



Figura 59: Cambios en las válvulas de corte.

Este cambio produce que se modifique el armario de las conexiones y sensores del equipo ya que el movimiento de la maneta no es posible realizarlo en el interior del mismo. Para esto se reduce la estructura del equipo.

Solución final:

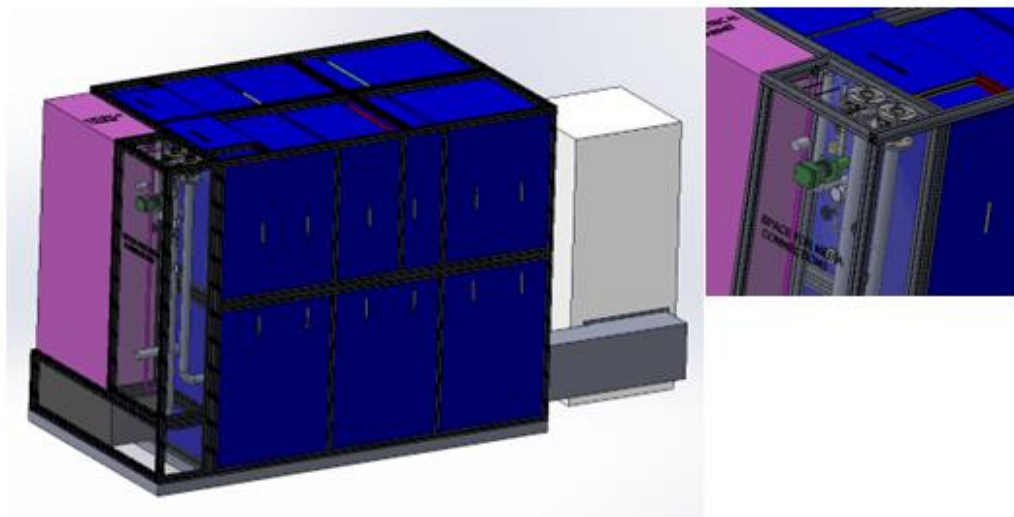


Figura 60: Modelo previo a la actualización de la válvula de mariposa.

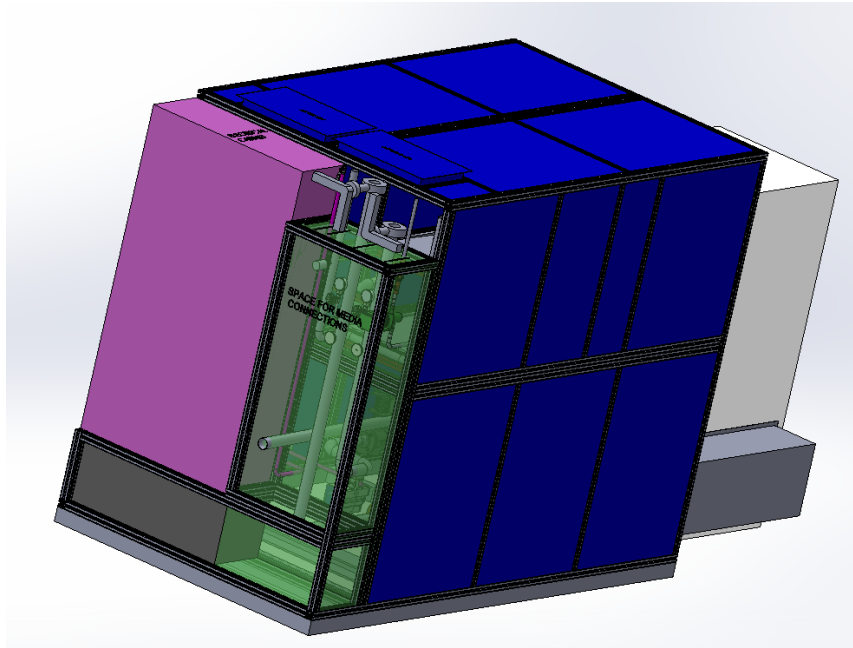


Figura 61: Modelo modificado (reducción del armario).

Diseño definitivo.

En esta fase del diseño de la UTA se modelaron las dimensiones que iban a ocupar las baterías y la distancia entre ellas. No se da mucho detalle a las baterías, simplemente su volumen exterior, ya que sería un detalle estético y no funcional.

Además, tras conversaciones con el fabricante de la unidad se modela la estructura que va a ser la encargada de sujetar todos los módulos y a la que se fijan los circuitos.

Es importante la concepción de la estructura ya que va a reducir el espacio disponible en alto y ancho y propició de nuevo la modificación de los circuitos.

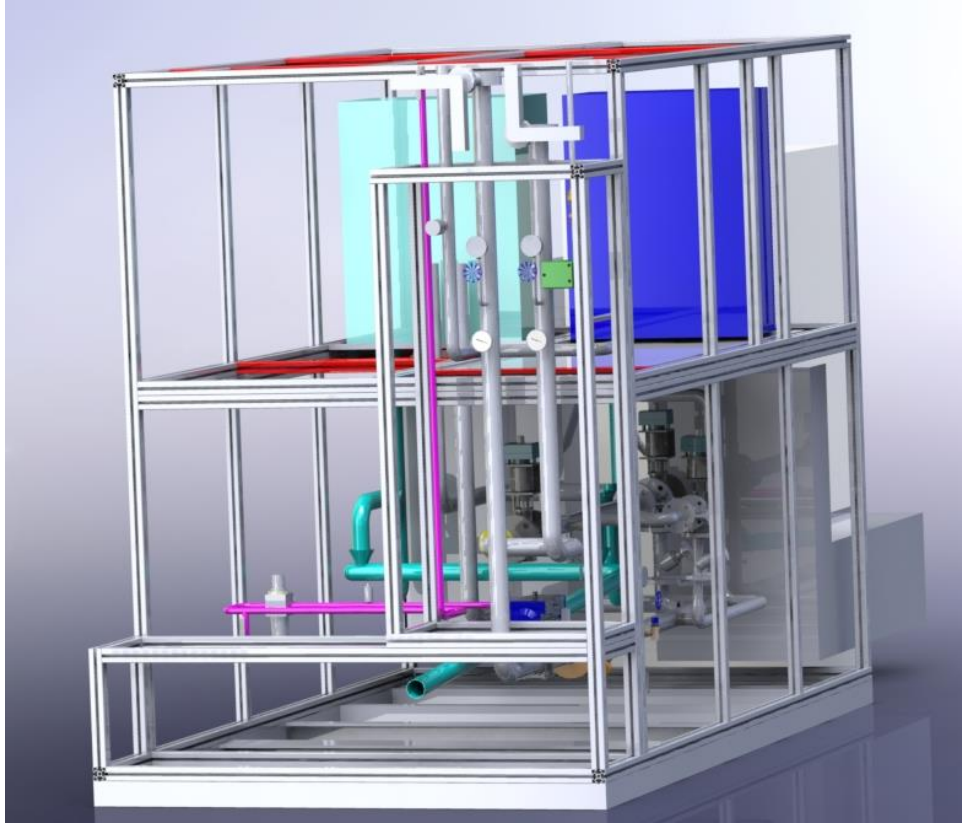


Figura 62: Estructura de la unidad.

Con la concepción de las bandejas de condensados ocupando toda la zona de postratamiento fue necesario modificar la salida de los circuitos que abastecen al evaporador. Inicialmente su concepción fue en la zona inferior con el resto de los circuitos, pero al no poder agujerear la bandeja de condensados para que pasen los tubos se optó porque conectaran por la zona de postratamiento directamente.

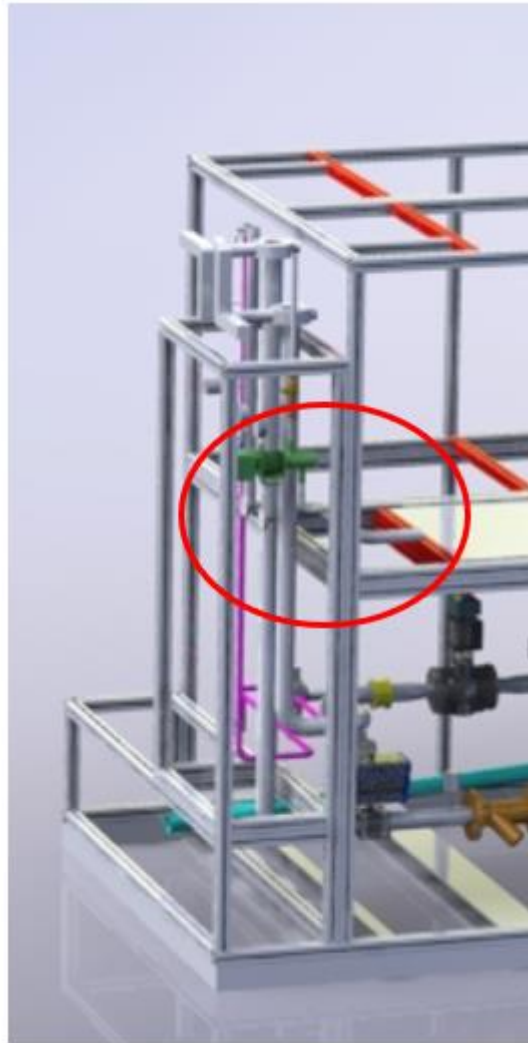


Figura 63: Interfaz de entrada y salida de refrigerante.

Una de las últimas partes que se diseñó fueron los conductos de ventilación encargados de conducir el aire desde la zona de pretratamiento hacia la rueda de secado y desde la rueda de secado a la zona de postratamiento

Se impuso una limitación a la longitud total del equipo de 4,20m por lo que el espacio disponible para el ruteado de los conductos estaba bastante limitado. Tras la valoración de diferentes opciones explicadas en el capítulo 4.3 se opta porque la conexión al equipo sea desde el interior de la máquina, simplificando el conducto y sin inducir mucha pérdida de carga.

Imágenes del proceso de diseño definitivo en la realidad:

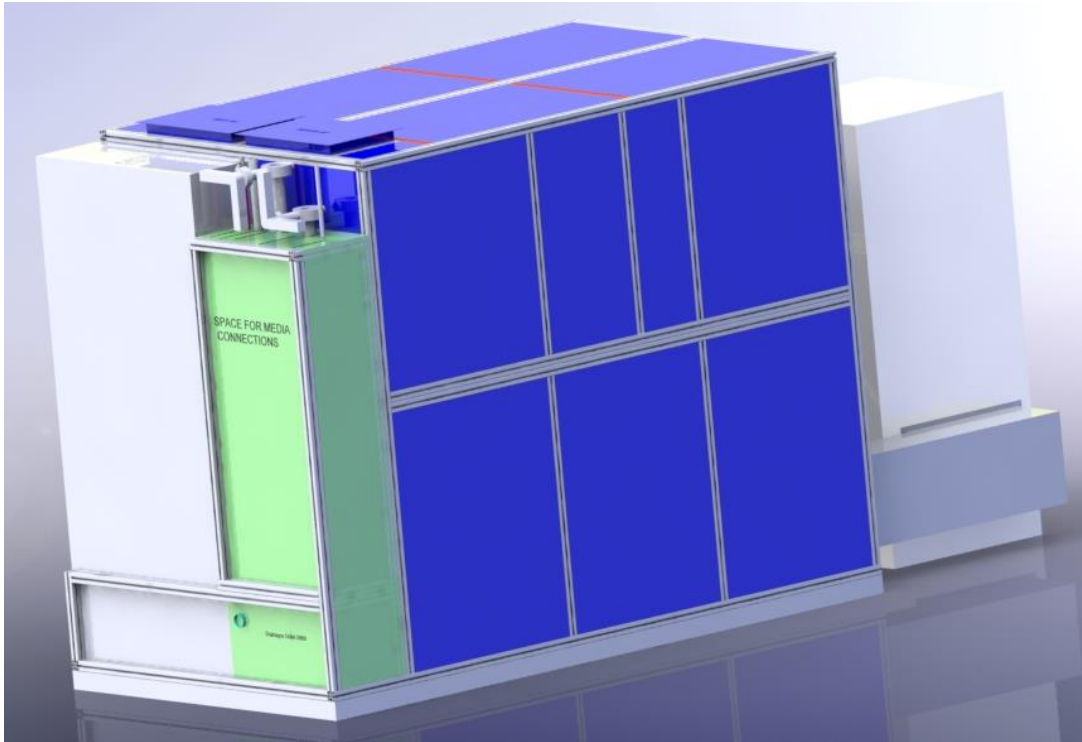


Figura 64: Modelo final 3D y realidad.

4.3 Diseño de los conductos de ventilación

La concepción de los conductos de ventilación ha sido uno de los quebraderos de cabeza a la hora de finalizar el diseño de la unidad de tratamiento del aire. El factor de diseño más determinante es que la unidad en dimensiones totales no podía superar un valor, valor muy justo teniendo en cuenta las dimensiones totales de la UTA y de la rueda de secado, el espacio para conducir el aire desde la máquina hasta la rueda de secado era muy limitado.

Además, era necesario que el flujo de aire no permaneciese estancado en la unidad produciéndose recirculaciones que impidiesen que se produjera correctamente el intercambio con las tuberías de ambas baterías de enfriamiento, en la zona de pretratamiento y de postratamiento.

Para ello se dimensionó la salida y entrada hacía la rueda de secado de unas dimensiones bastante grandes (800 x 800 mm) para que el flujo de aire estuviera bien conducido y se aprovechara la mayor parte de la superficie de intercambio con la que cuenta la batería.

Esto también dificultaba el diseño de los conductos. Por tanto, se buscaron varias opciones, las cuales se simularon para saber si la velocidad a la entrada en el caso de la zona de pretratamiento y la salida en el caso de la zona de postratamiento tenían unos valores más o menos uniformes, indicativo de que el flujo de aire cubriría la superficie de intercambio de la batería correctamente.

4.3.1 Softwares utilizados.

Para el diseño de los conductos se ha utilizado el software de diseño 3D Sketchup.

El programa Sketchup perteneciente a Trimble Inc, es un programa de diseño 3D basado en caras (a partir de formas geométricas 2D, generas un modelo 3D). Ampliamente utilizado para plasmar ideas rápidas y poderlas mostrar de forma visual gracias a su simplicidad para modelar de forma rápida modelos sencillos.

El análisis CFD (dinámica de fluidos computacional)²⁸ es una parte de la mecánica de fluidos que mediante estructuras de datos y cálculos numéricos permite probar y analizar los diseños en busca de problemas en el modelo relacionados con el flujo de fluidos en los mismos.

El programa utilizado para realizar las simulaciones CFD ha sido el software ANSYS Discovery²⁹ es capaz de realizar simulaciones de cargas en geometría

mostrando la distribución de esfuerzos, simulaciones de flúidos tanto externos como internos a la geometría mostrando pérdidas de carga, zonas de recirculación...

4.3.2 Resultados Simulaciones CFD

El objetivo de las simulaciones CFD es poder obtener una idea más o menos realista de cómo se va a desarrollar el flujo en diferentes geometrías viendo la viabilidad del ruteado realizado a través de los valores de la velocidad en las secciones de salida.

Se analizarán las simulaciones tanto en el conducto que conecta la zona de pretratamiento con la rueda de secado como el que conecta la rueda de secado con la zona de postratamiento. Simplemente se denominarán pretratamiento y postratamiento respectivamente.

Sólo se muestran las geometrías de los conductos de pretratamiento, las de postratamiento serían las simétricas a las mismas.

Tanto en la zona de pretratamiento como en la de postratamiento se incidirá en cómo se desarrolla el flujo a las salidas de los conductos, ya que tal y como se definen las condiciones en la simulación, en la entrada no tiene interés prestarlo atención porque va a ser un flujo uniforme.

1. Modelo cajas.

La geometría del conducto está formada por distintas zonas, en este caso se opta por una geometría entera basada en paralelepípedos.

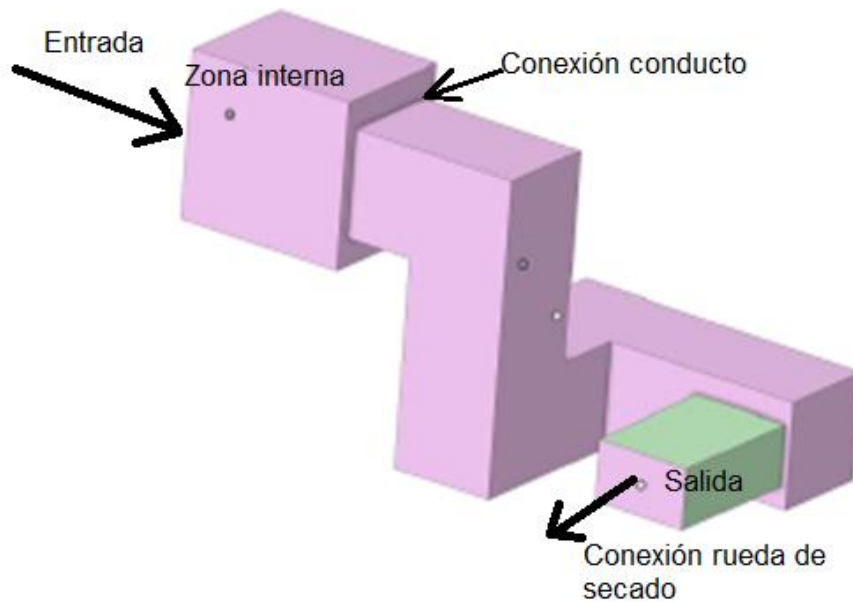


Figura 65: Geometría del modelo cajas.

La zona interna representa la zona perteneciente al espacio en la unidad destinado desde la batería de frío hasta la salida con la conexión del conducto donde se produce el cambio de sección. Esta zona será común en todas las opciones tanto en pretratamiento como en postratamiento.

1.1 Pretratamiento.

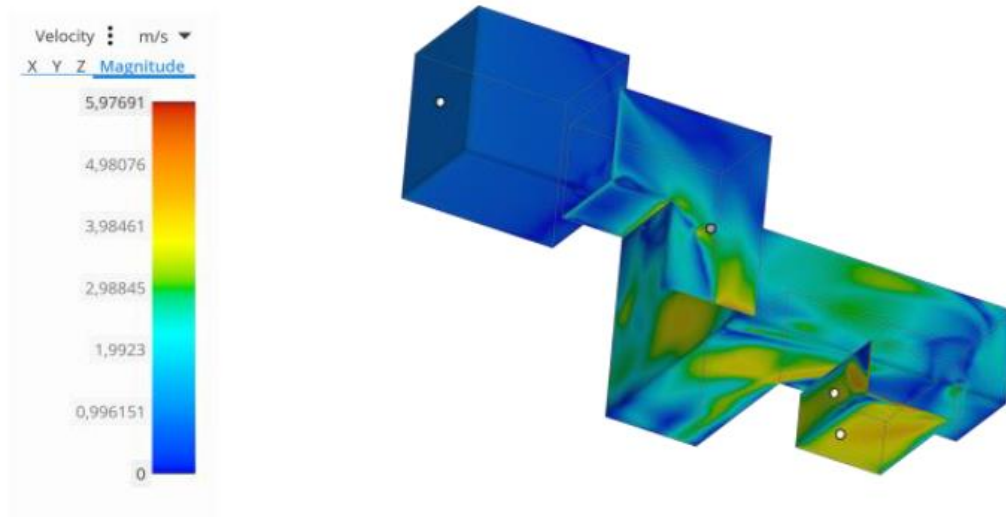


Figura 66: Simulación modelo cajas. Pretratamiento (contorno).

Observando los contornos en la Figura 66, se puede observar como el flujo es totalmente uniforme en la sección de entrada por las condiciones de contorno impuestas en la simulación (flujo a la entrada). La velocidad máxima se alcanza en la zona de la salida (reducción de la sección) llegando hasta los casi 6 m/s.

Se puede observar, como el flujo se conduce propiamente haciendo la forma de curva en el primer codo bajante, con zonas en la esquina con poca velocidad y zonas centrales más claritas con mayor velocidad.

En la simulación mediante el modelo de vectores, se observa fácilmente las zonas de recirculación.

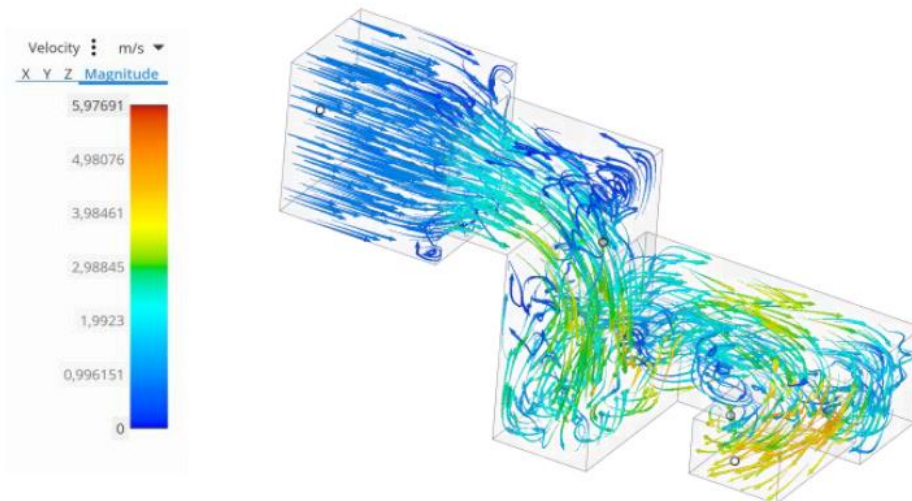


Figura 67: Simulación modelo cajas. Pretratamiento (vectores).

Hay pequeñas recirculaciones en el cambio de sección en la zona conexión conducto, también se observa muy bien las comentadas en el primer codo bajante como en la esquina hay bastante flujo recirculado y desarrollando un flujo muy turbulento en los siguientes codos.

A pesar de ello en la sección de salida el flujo es bastante uniforme, rápido exceptuando la zona superior que es algo más lento por lo que pasa menos cantidad. (Figura 68Figura 68. Salida modelo cajas. Pretratamiento.)

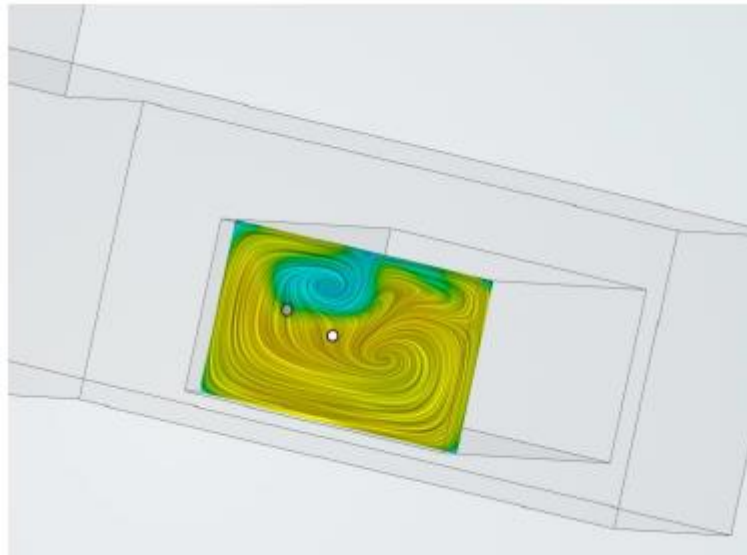


Figura 68. Salida modelo cajas. Pretratamiento.

1.2 Postratamiento.

En el conducto que conecta la rueda de secado se debe prestar especial atención a cómo se desarrolla el flujo en la zona interna de la máquina, donde se une el conducto de ventilación con la unidad.

En la simulación mostrada en la Figura 69, se observa como el flujo aumenta de velocidad en la subida hasta que conecta con la zona interna de la unidad.

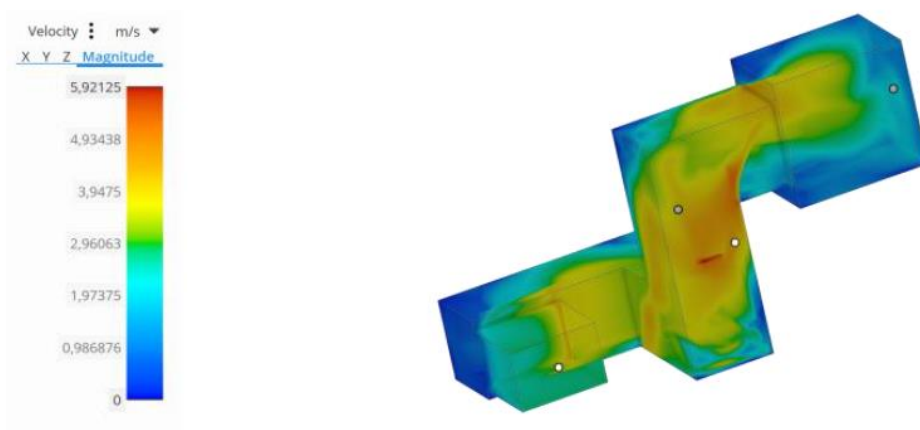


Figura 69: Modelo cajas. Postratamiento (contorno).

En la Figura 70, se ven las recirculaciones en el primer codo que gira hacia la derecha desde la rueda de secado. También en el cambio de sección en las

zonas superiores se ve una clara recirculación hasta que el flujo se va haciendo más uniforme.

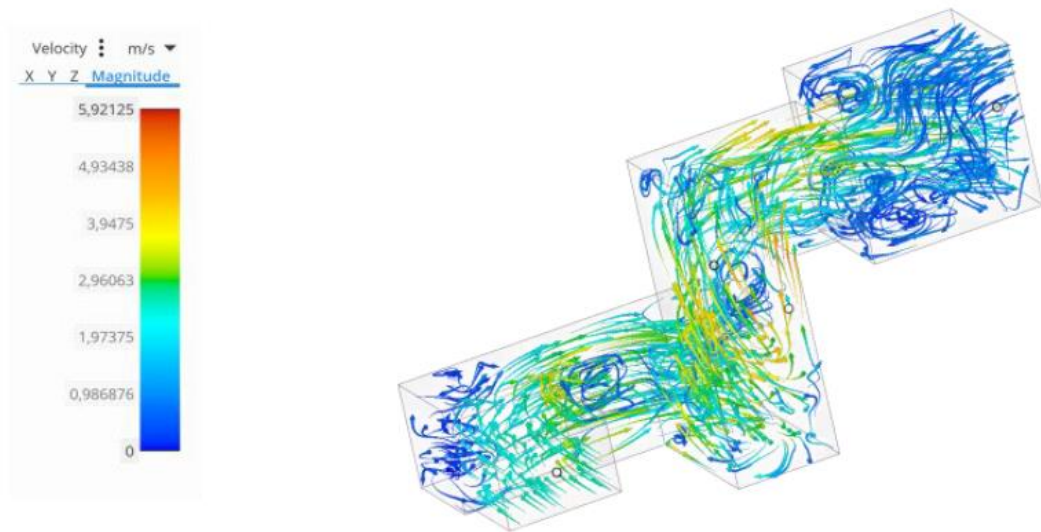


Figura 70: Modelo cajas. Postratamiento (vectores).

En el corte a la salida en la Figura 71, se observa como el flujo se va haciendo bastante uniforme a la salida (favorable) con velocidades bajas.

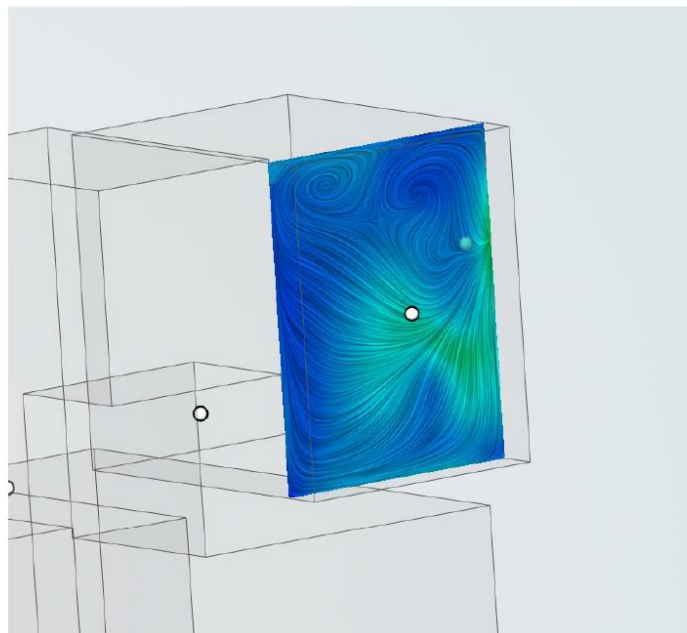


Figura 71: Salida modelo cajas. Postratamiento.

2. Opción caja con codos redondeados.

La geometría en este caso sufre un ligero cambio, utilizando codos curvados en vez de codos rectos de 90°.

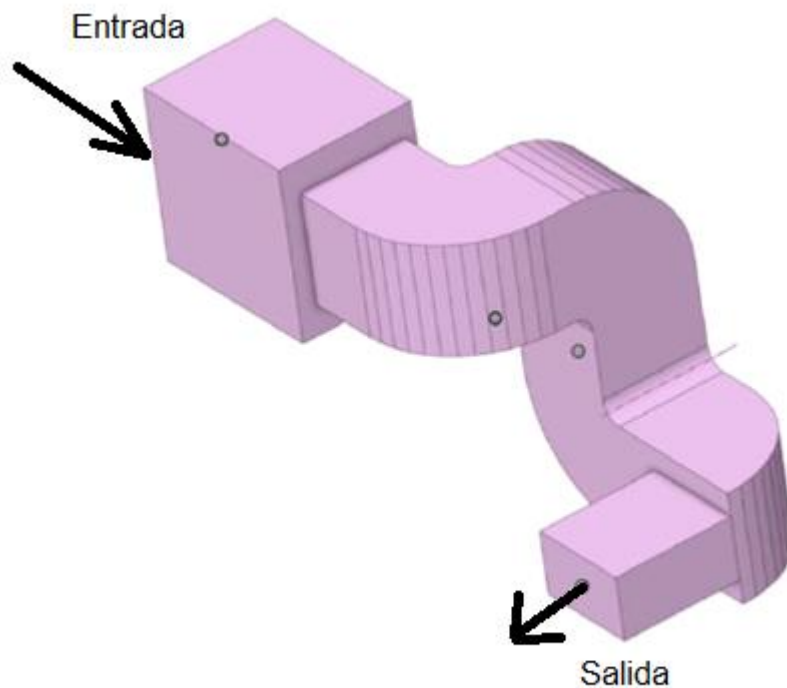


Figura 72: Geometría del modelo cajas con codos redondeados.

2.1 Pretratamiento.

Se observa en la Figura 73, como en los codos son zonas que aumenta la velocidad y a la salida se produce la máxima, alcanzando los 6,5 m/s.

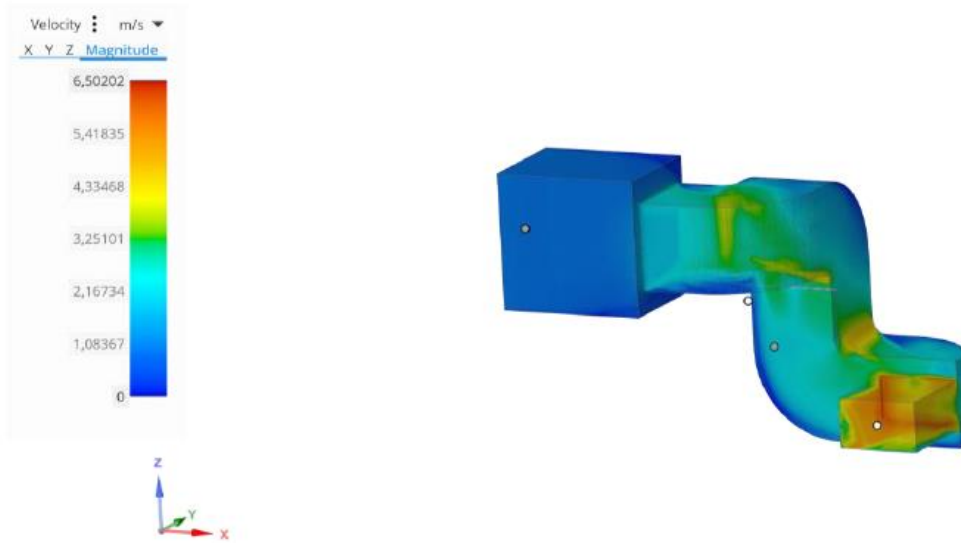


Figura 73: Modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento (contorno).

En cuanto a recirculaciones gracias a la simulación mediante vectores se ve que son pocas las zonas en las que se producen (Figura 74)

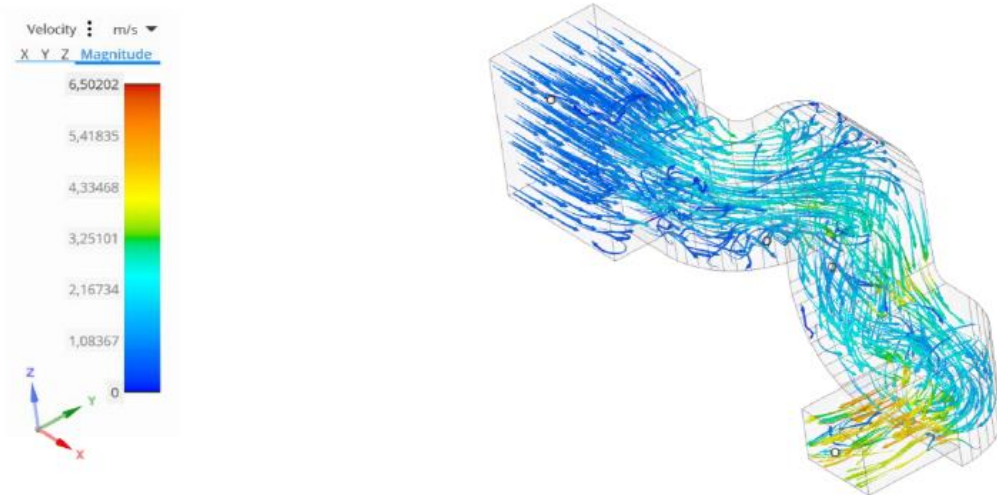


Figura 74: Modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento (vectores).

La sección de salida del conducto sí que es un poco irregular y rápida, observable en la Figura 75.

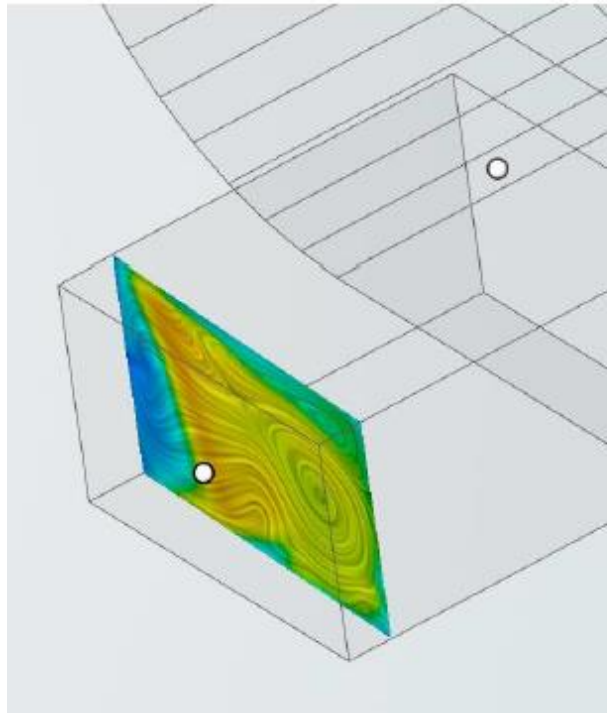


Figura 75: Salida modelo cajas con codos redondeados. Pretratamiento.

2.2 Postratamiento.

En la Figura 76, se observa como en el último codo hay bastante flujo que lo hace recto, por tanto se producirá algo de recirculación en la zona superior, la salida aunque no se aprecia muy bien parece que será algo irregular.

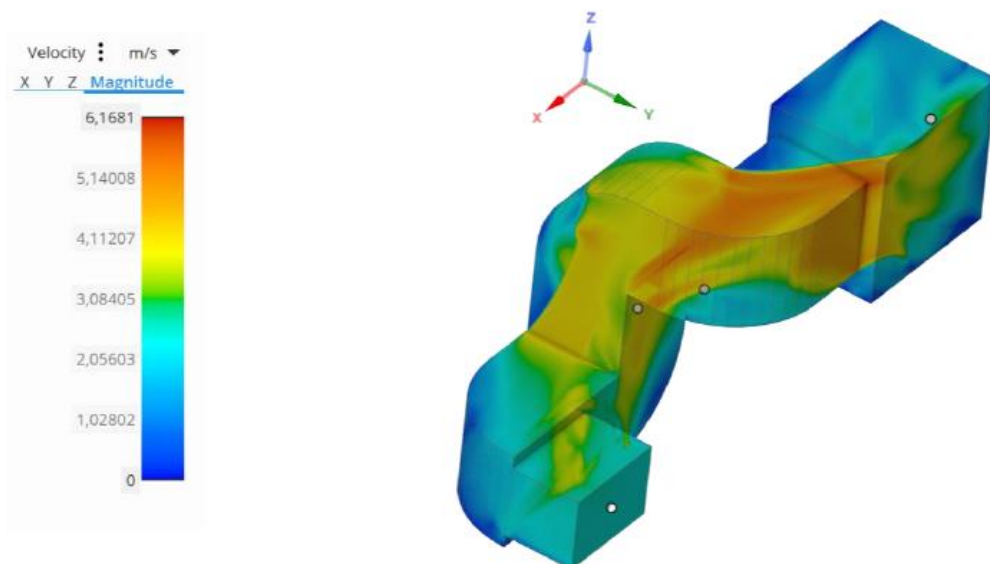


Figura 76: Modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento (contorno).

En la zona interna se pueden observar muchas recirculaciones y también esa corriente de flujo que hace el último codo con el mínimo radio de curvatura posible produciendo inestabilidad en el interior de la unidad.

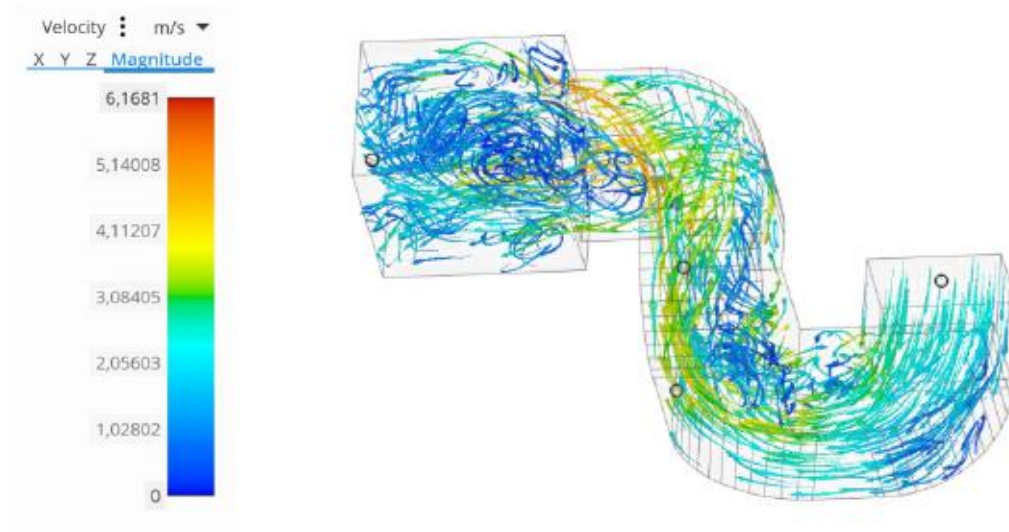


Figura 77: Modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento (vectores).

Como se preveía gracias a las anteriores figuras, la salida (Figura 78) tiene zonas con distintas velocidades produciendo que el aire en la segunda batería de enfriamiento no se enfríe de forma homogénea.

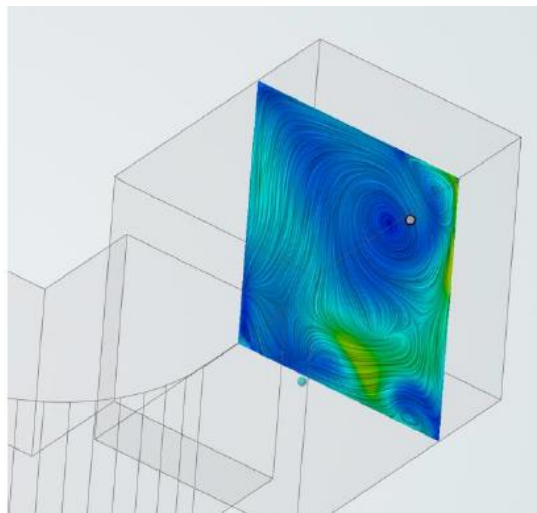


Figura 78: Salida modelo cajas con codos redondeados. Postratamiento.

3. Tubo circular con adaptación.

La geometría del conducto pasa a ser de sección circular en esta opción, adaptándose a la boca de salida/entrada de sección rectangular mediante una adaptación concéntrica a la salida.

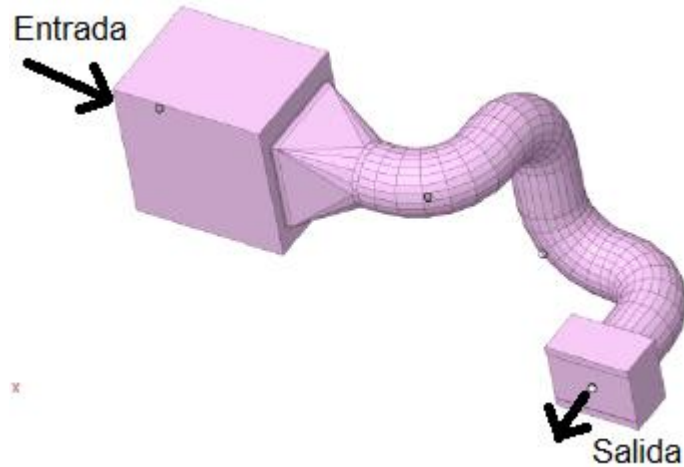


Figura 79: Geometría modelo tubo circular con adaptación.

3.1 Pretratamiento.

Con el tubo circular el flujo está mejor conducido y la velocidad en el conducto es más homogénea a pesar de tener tramos con mayor velocidad en los codos llegando a velocidades de hasta casi 10 m/s.

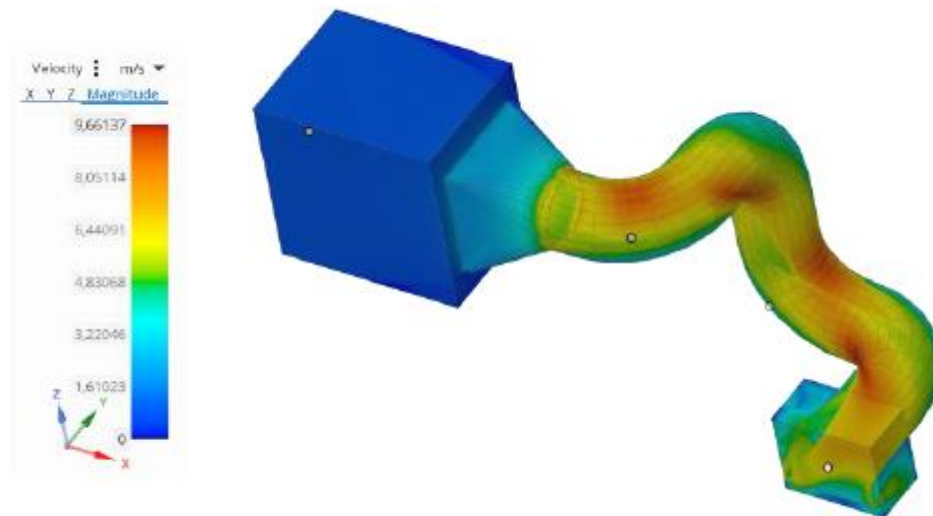


Figura 80: Modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento (contorno).

En cuanto a recirculaciones se pueden observar en la Figura 81, que hay zonas en el cambio de sección en las esquinas y alguna en la adaptación a la salida.

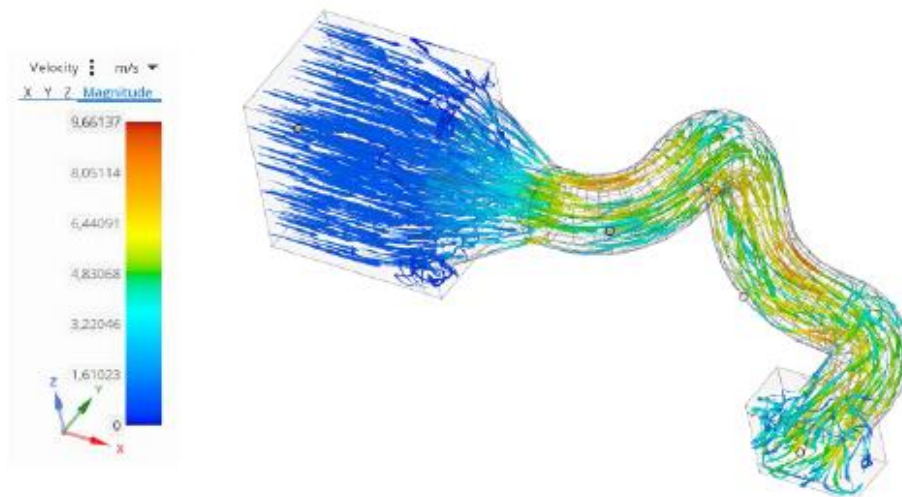


Figura 81: Modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento (vectores).

Se observa en la sección de salida que hay zonas con mayor velocidad producida por las recirculaciones en el cambio de sección, pero es bastante homogénea.

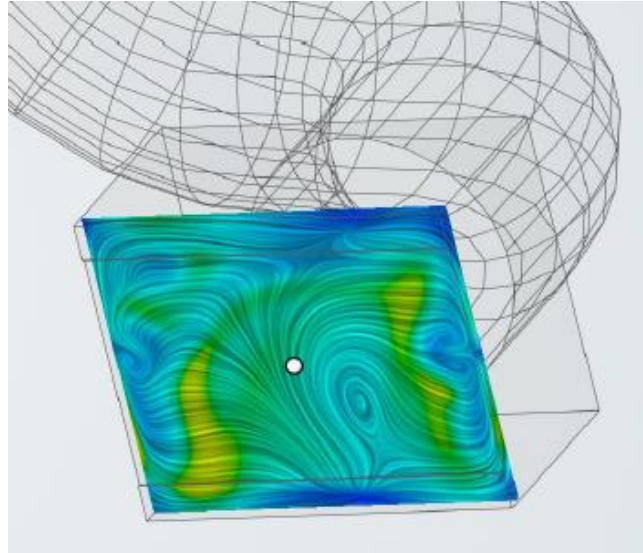


Figura 82: Salida modelo tubo circular con adaptación. Pretratamiento.

3.2 Postratamiento.

En la Figura 83, se observa al igual que en el pretratamiento que la velocidad en el conducto es bastante uniforme y que no se producen apenas recirculaciones. La velocidad alcanza casi los 13 m/s en la zona interna de los codos.

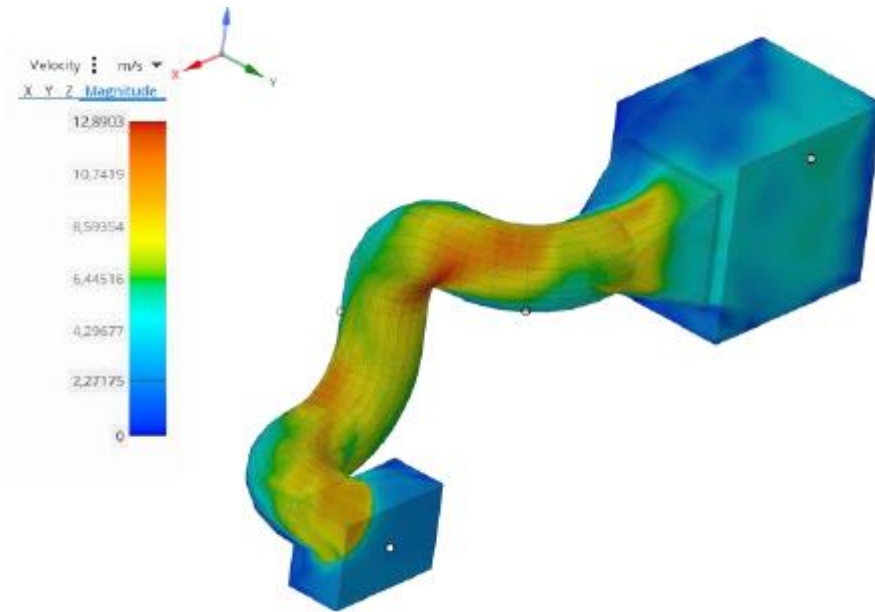


Figura 83: Modelo tubo circular con adaptación. Postratamiento (contorno).

Hay alguna recirculación como se observa gracias a los vectores en los cambios de sección, pero la salida es bastante uniforme como se aprecia en la Figura 85.

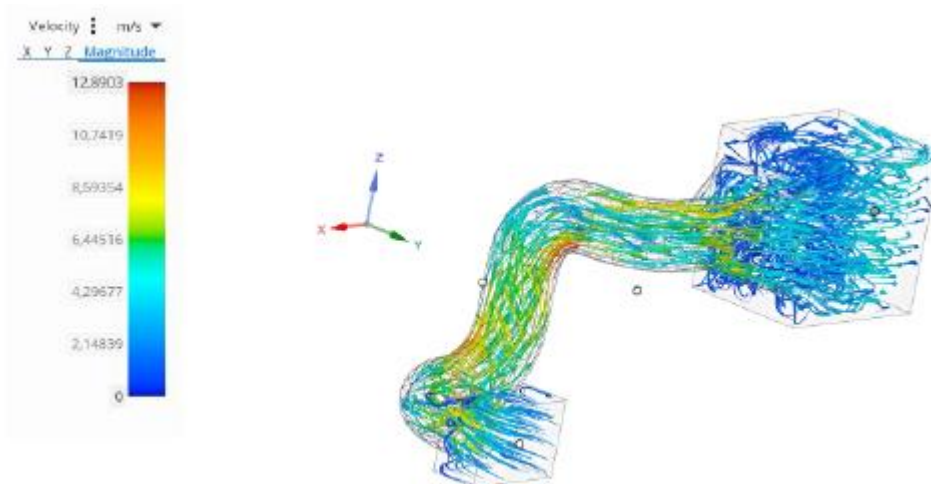


Figura 84: Modelo tubular con adaptación. Postratamiento (vectores).

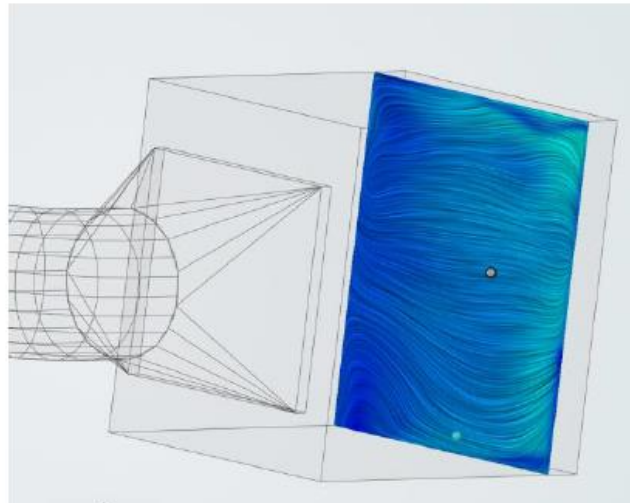


Figura 85: Salida modelo tubo circular con adaptación. Postratamiento.

4. Tubos circulares con adaptación excéntrica.

En esta opción se reduce el diámetro del conducto y mediante una adaptación excéntrica se permite que el conducto llegue recto hacia la caja unión con la rueda de secado.

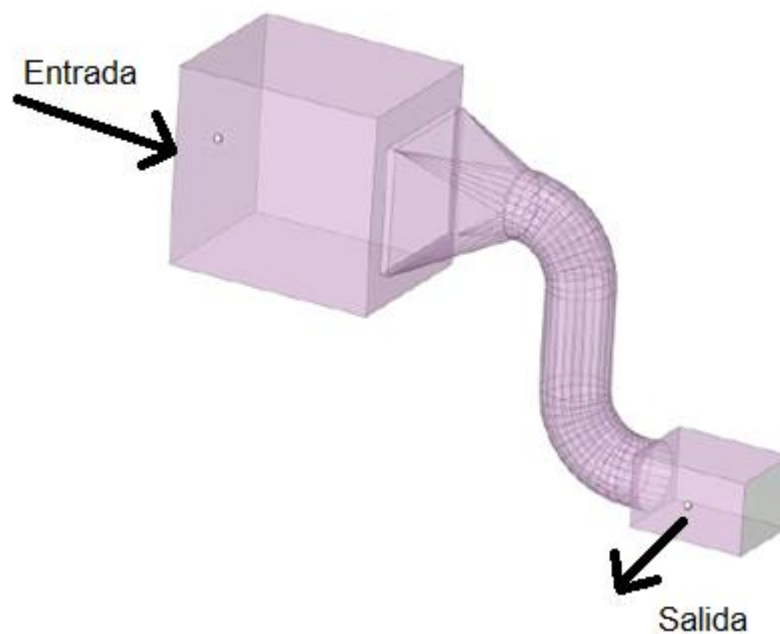


Figura 86: Geometría del modelo circular con adaptación excéntrica.

4.1 Pretratamiento.

Al ser el guiado del fluido con menos codos, se alcanzan grandes velocidades en el modelo llegando hasta los 19 m/s. Según la Figura 87, la adaptación cumple su función aumentando la velocidad del flujo progresivamente. En la caja conexión con la rueda de secado hay bastante turbulencia al llegar el fluido con velocidad y no tener la salida bien orientada.

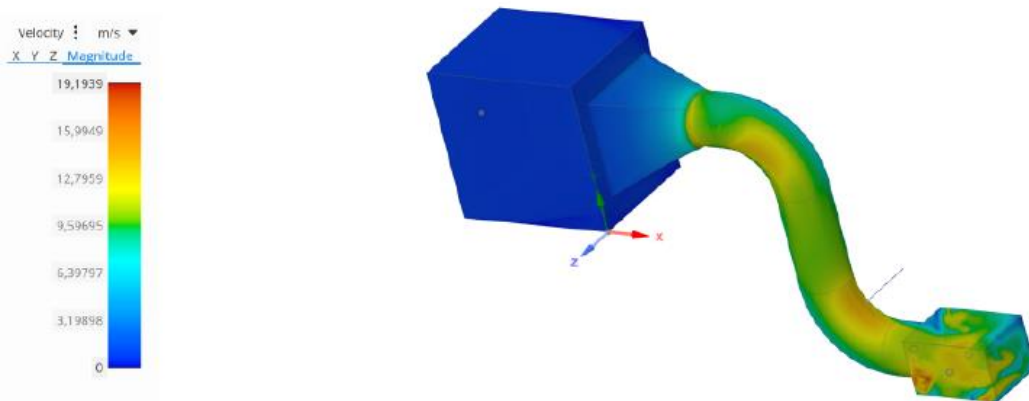


Figura 87: Modelo circular con adaptación excéntrica. Pretratamiento (contorno).

Apenas se produce recirculación exceptuando en la conexión con la rueda de secado, la salida parece irregular en lo que a velocidad se refiere, aunque en la entrada de la rueda de secado no es un factor determinante.

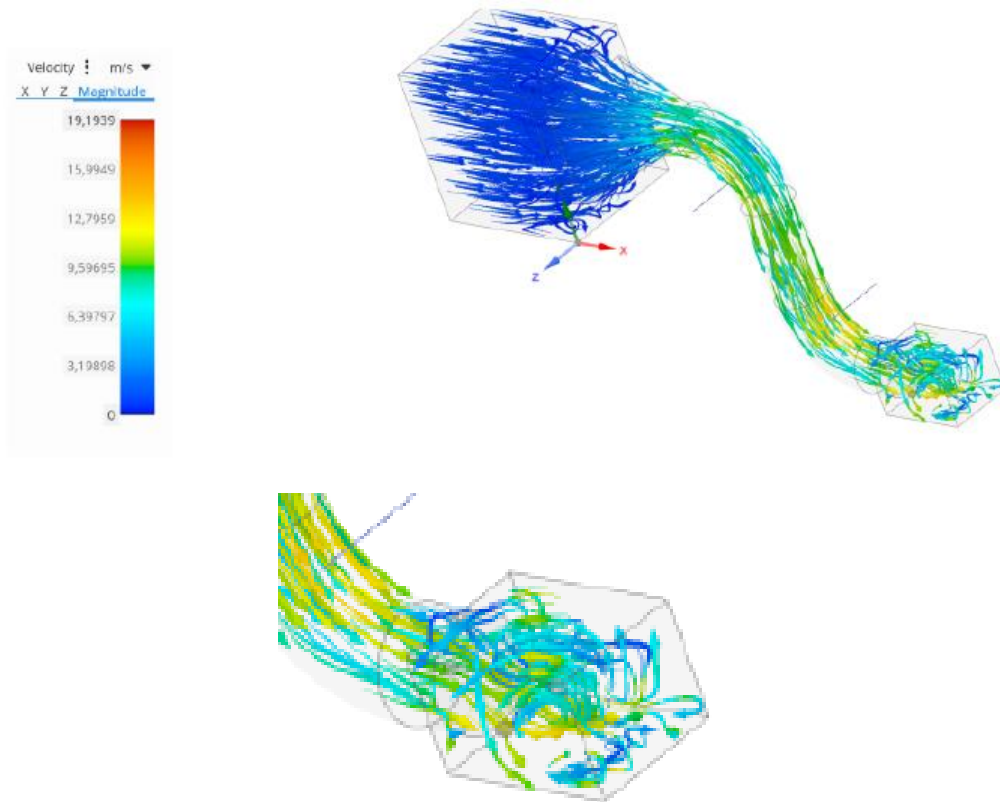


Figura 88: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (vectores).

Se observa en la Figura 89, que las velocidades son bastante dispares en toda la sección con varios puntos de velocidad elevada.

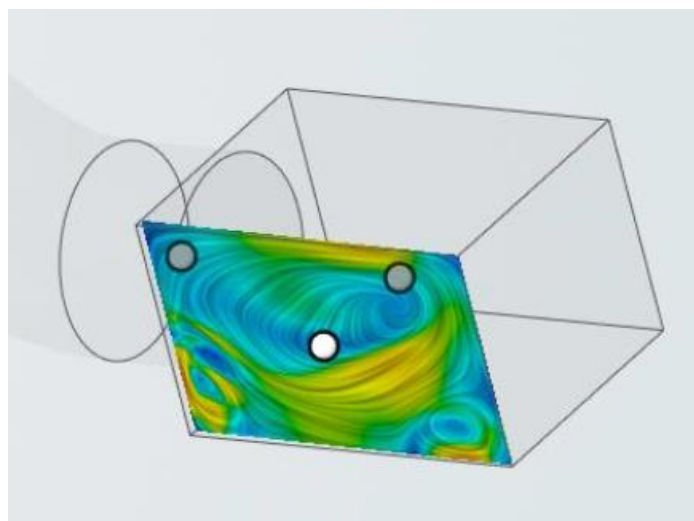


Figura 89: Salida modelo circular con adaptación excéntrica. Pretratamiento.

4.2 Postratamiento.

Se produce una buena propia circulación a través de la adaptación con la rueda de secado que conduce el flujo hacia el conducto. La velocidad es algo menor que en la zona de pretratamiento, unos 15 m/s.

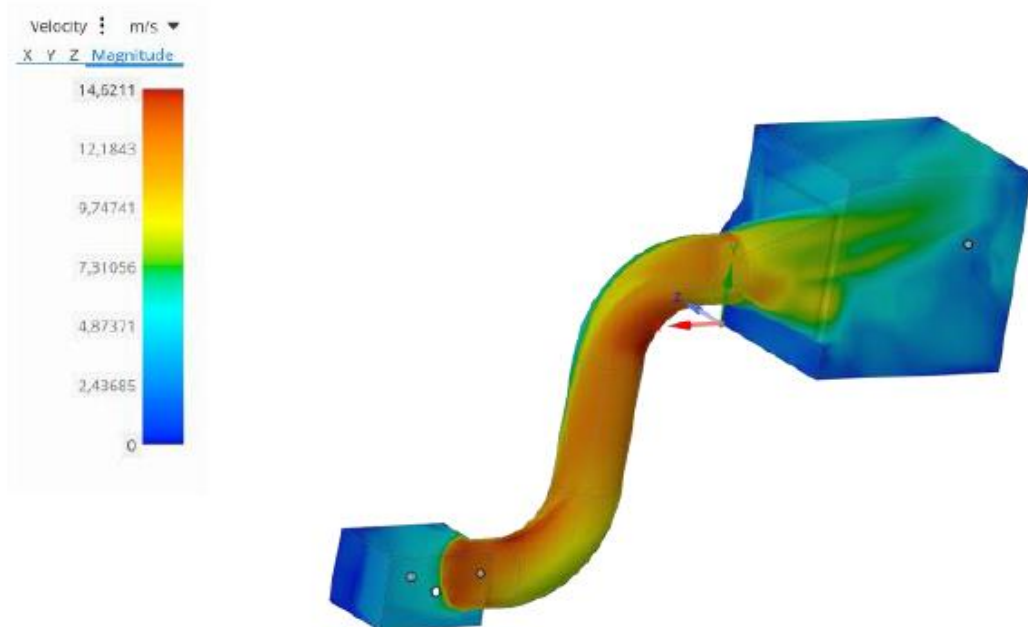


Figura 90: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (contorno).

Se puede observar en la Figura 91, como el flujo es guiado propiamente hacia el conducto, la salida parece que va a tener zonas de mayor velocidad que otras.

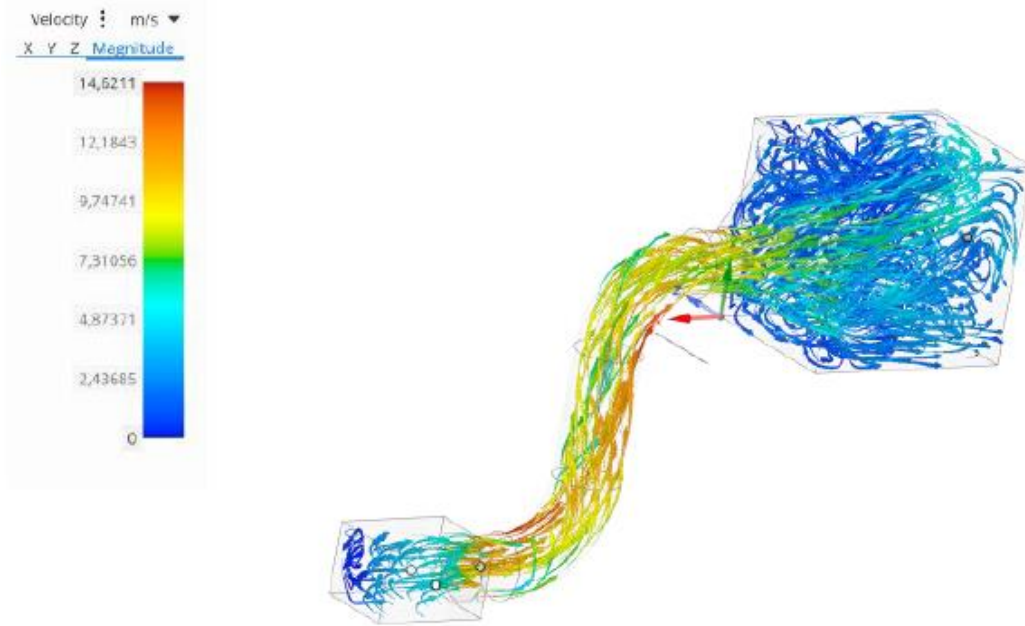


Figura 91: Modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento (vectores).

A medida que se desarrolla el flujo en la zona interna va siendo más homogéneo a pesar de que se aprecian zonas de mayor velocidad en la esquina superior derecha. (Figura 92).

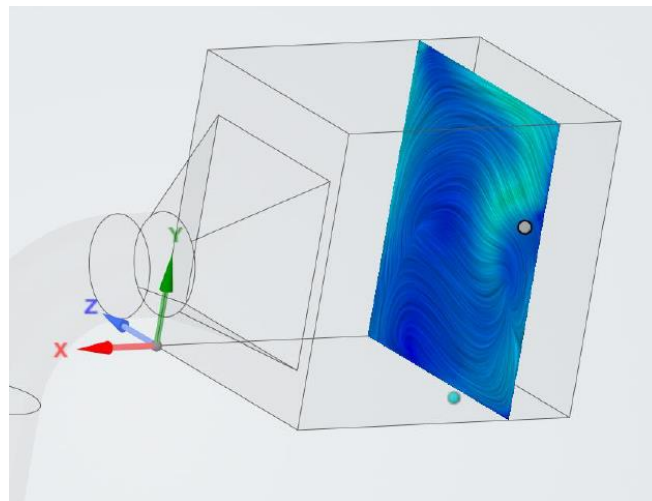


Figura 92: Salida modelo circular con adaptación excéntrica. Postratamiento

Se recogen todos los modelos simulados con sus velocidades máximas y la distribución de la velocidad en las secciones de salida en la Tabla 30.

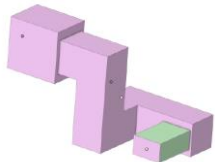
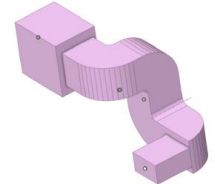
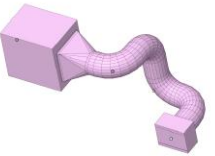
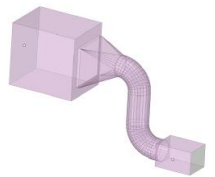
Modelo	Geometría	Zona	Velocidad máx [m/s]	Salida
Cajas		Pretratamiento	6	Prácticamente homogénea, rápida.
		Postratamiento	6	Prácticamente homogénea, lenta
Cajas con codos redondeados		Pretratamiento	6,5	Irregular, rápida
		Postratamiento	6	Irregular, con zonas rápidas localizadas
Tubo circular con adaptación		Pretratamiento	10	Prácticamente homogénea, rápida
		Postratamiento	13	Homogénea, lenta
Tubo circular con adaptación excéntrica		Pretratamiento	19	Irregular, mucha variación de la velocidad.
		Postratamiento	15	Prácticamente homogénea, lenta

Tabla 30: Resumen resultado simulaciones.

4.3.3 Elección final

El modelo definitivo busca tener un diseño sencillo, que el número de codos sea reducido y cumpla con las dimensiones totales de la máquina.

Se analizará la geometría como en las otras opciones teniendo en cuenta esta vez que la inserción del conducto con la zona interna de la máquina se realiza por la parte inferior, como ya se ha comentado en otros apartados. Desde la zona interna de los circuitos sube el conducto hasta encontrarse con las zonas de pretratamiento y postratamiento.

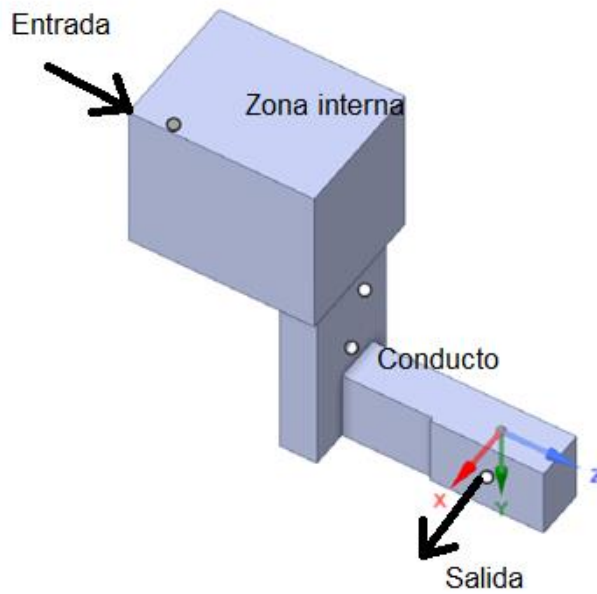


Figura 93: Geometría de la opción final.

5.1 Pretratamiento.

Se conduce bien el flujo hacia el comienzo del conducto, el problema puede surgir en el tramo horizontal en el que parece que la mayor parte del flujo se desarrolla por el lateral de la salida del conducto. La velocidad máxima roza los 20 m/s en el conducto.

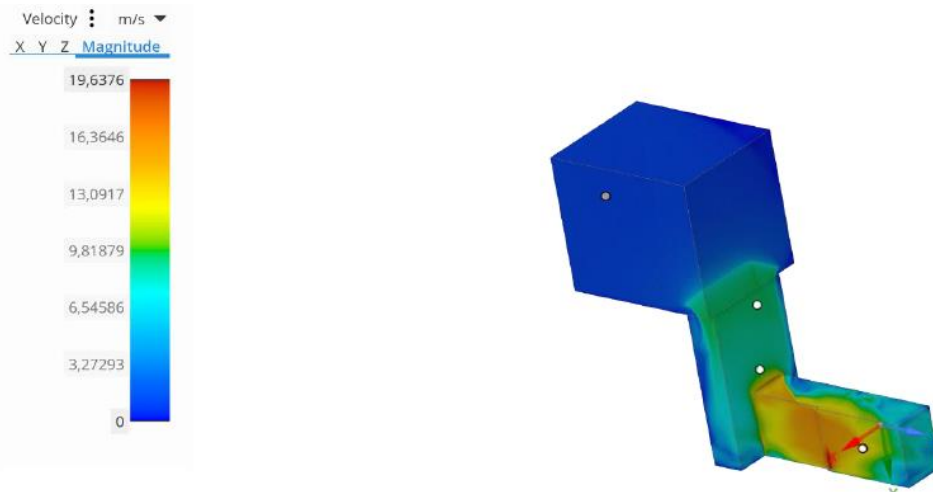


Figura 94: Opción final. Pretratamiento (contorno).

Con la vista en corte se puede observar cómo en la zona superior del tramo horizontal hay recirculación procedente del final del conducto.

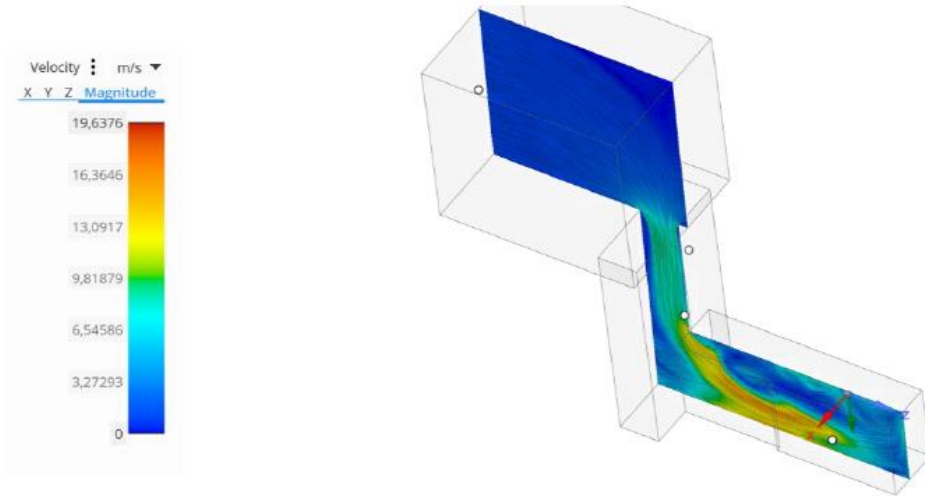


Figura 95: Opción final. Pretratamiento (corte).

Estas posibles recirculaciones se hacen más evidentes en la Figura 96. Se observa que la zona final del conducto producirá en la salida zonas de distintas de velocidades.

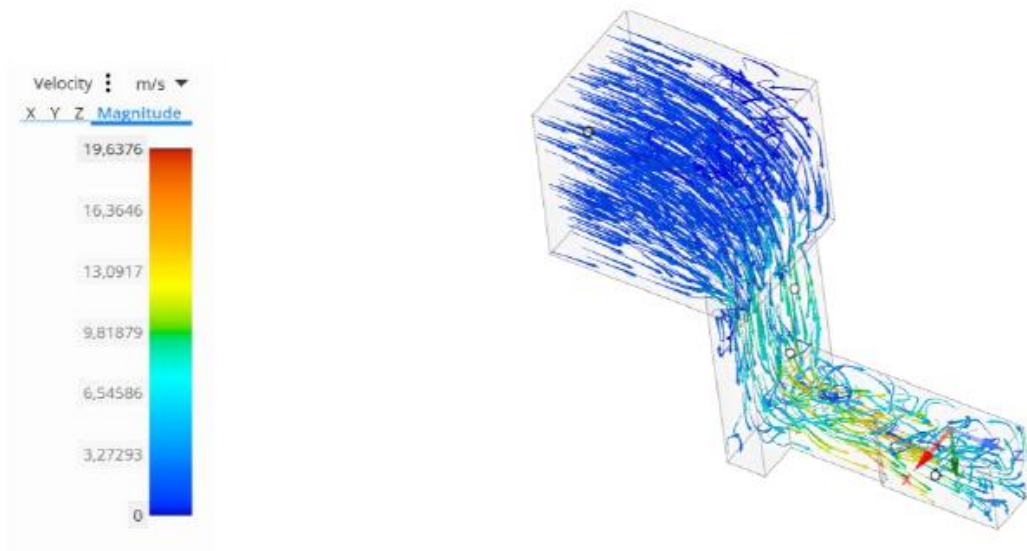


Figura 96: Opción final. Pretratamiento (vectores).

En el corte dado a la sección de salida, se observa como la mayor parte del flujo pasa por la zona inferior izquierda, siendo la zona derecha (final del conducto) localización de recirculaciones.

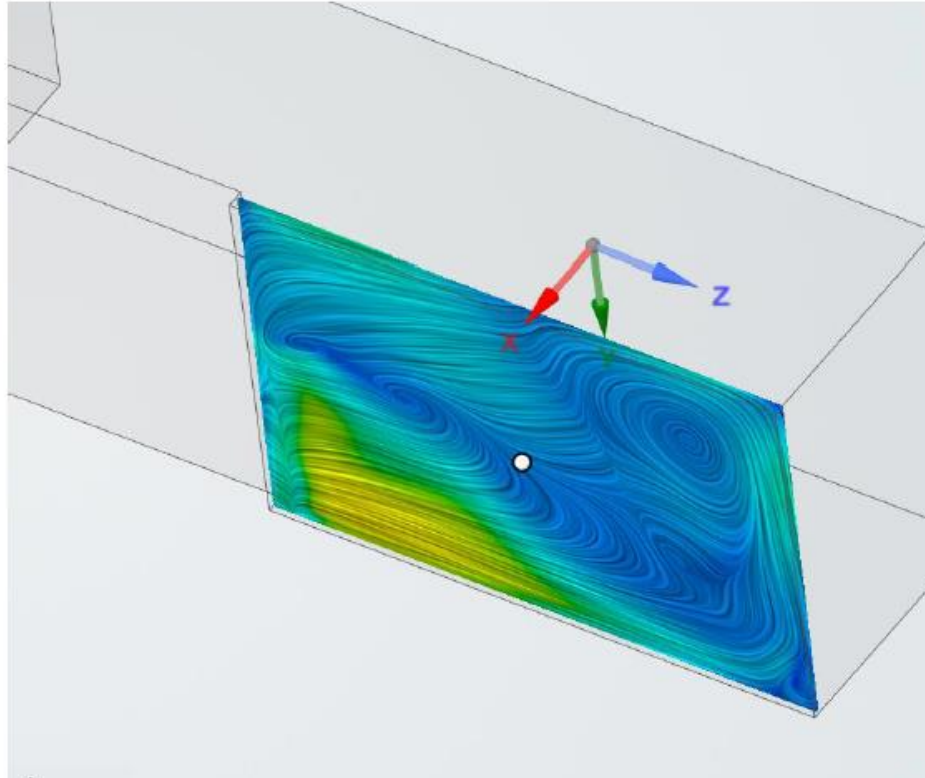


Figura 97: Salida opción final. Pretratamiento.

5.2 Postratamiento.

El conducto que une la rueda de secado con la zona de postratamiento será el simétrico al de la Figura 93.

En la Figura 98, se observa que la velocidad máxima es de 14 m/s alcanzada en el tramo vertical. El flujo sube hacia arriba en la zona interna, produciéndose en la parte inferior recirculación.

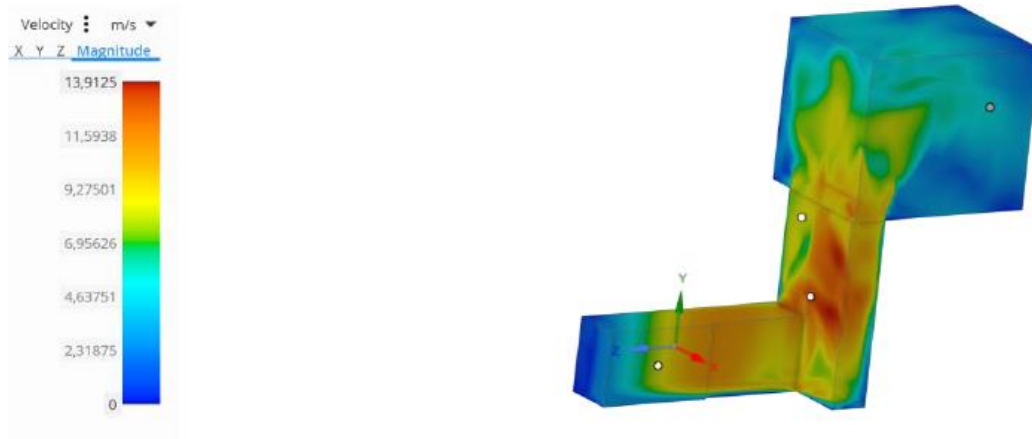


Figura 98: Opción final. Postratamiento (contorno).

En el corte realizado en la Figura 99 se observa una gran turbulencia por el tramo de conducto ascendente.

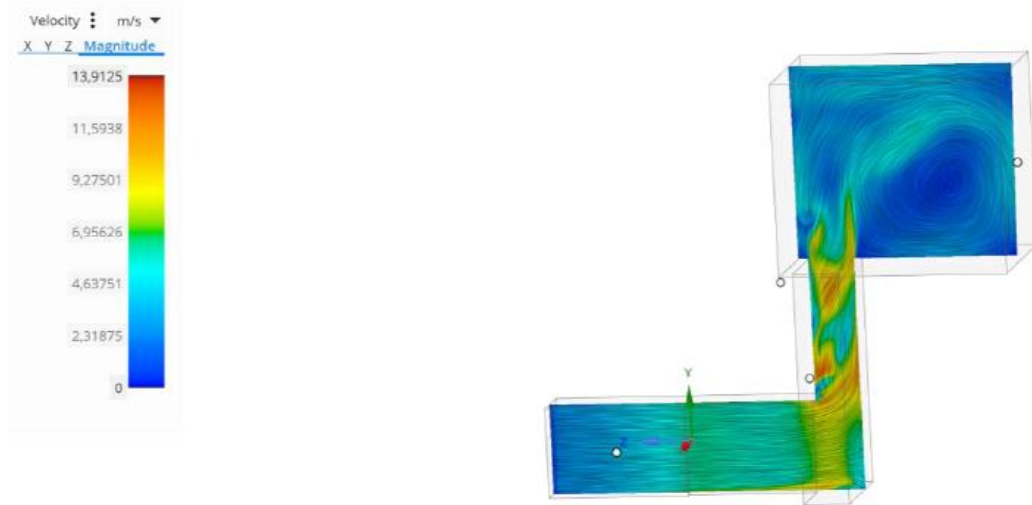


Figura 99: Corte opción final. Postratamiento (contorno).

Se ve en la figura de vectores como el flujo por el conducto va haciendo un torbellino y en la zona interna hay una recirculación en la parte inferior de la máquina.

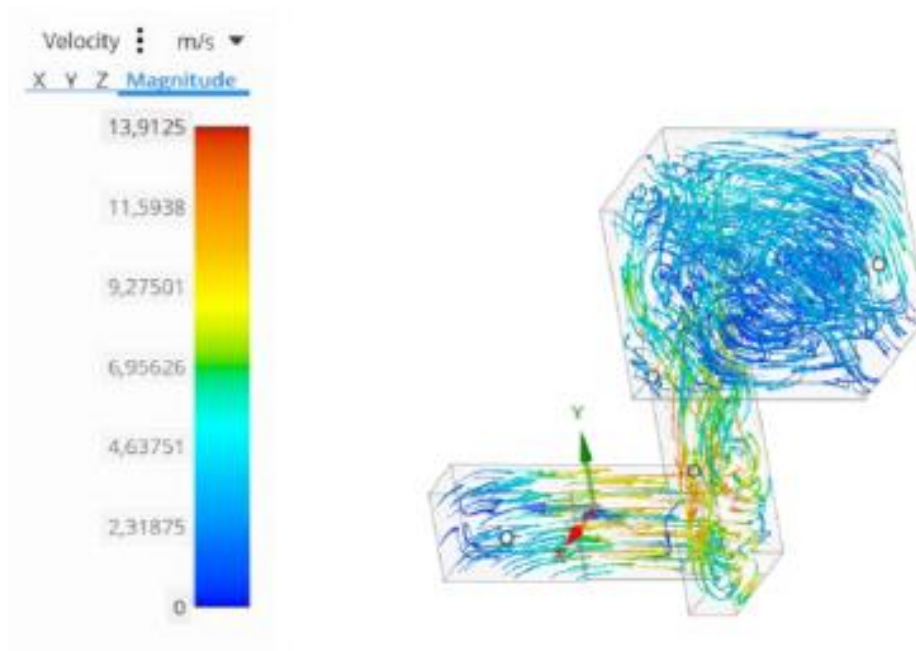


Figura 100: Opción final. Postratamiento (vectores).

La salida tiene una forma algo irregular con la parte central más rápida que la parte superior e inferior por lo que por esas zonas el flujo de aire será inferior.

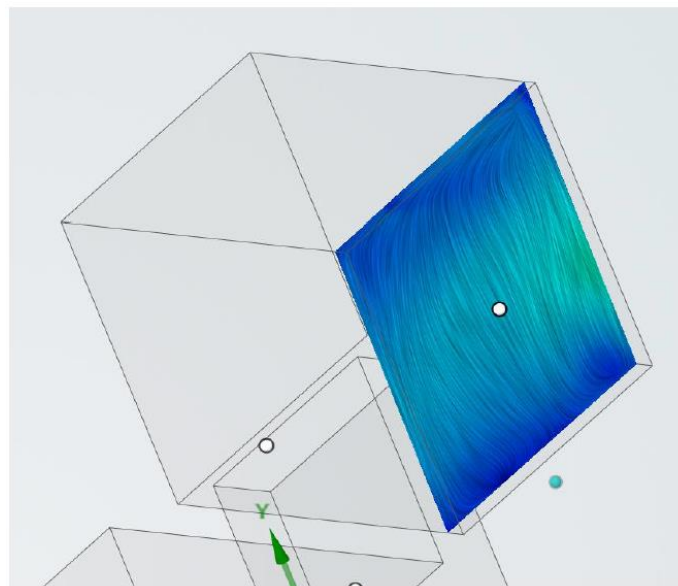


Figura 101: Salida opción final. Postratamiento.

Teniendo en cuenta estos resultados la opción final, en la sección de salida no presenta un mal aprovechamiento de la superficie de intercambio de la batería de frío. Además, el diseño del circuito cumple con las especificaciones de espacio, respetando la medida total de la máquina.

5. Aspecto económico

La unidad de tratamiento del aire va a ser un producto que AVL va a implementar en muchos de sus proyectos debido a su versatilidad.

Además, no solo va a haber un modelo sino 2 diferenciados sobre todos por el caudal de aire que van a tener cada uno. El modelo estudiado aquí capaz de impulsar 6000kg/h pero también habrá un modelo que impulse 3000 kg/h de aire.

Por tanto, su fabricación va a ser bastante habitual, no siendo un producto de fabricación en serie, pero sí con una cierta constancia. Por eso, el coste de ingeniería comparado con el precio del producto se va a amortizar y va a ser irrelevante en el cómputo general de los costes.

El precio de fabricación con mano de obra y materiales de la unidad rondará los 80 mil euros.

Como líneas futuras, la fabricación integral del producto sin necesitar de la rueda de secado de otro fabricante abarataría costes y optimizar el diseño en base a su funcionamiento en las instalaciones.

También es bastante probable la concepción de un modelo con un caudal de 1500 kg/h de aire para ser aún más competitivos y versátiles en el mercado.

6.CONCLUSIONES

En este TFG se han expuesto los pasos a tener en cuenta en el proceso de diseño de una unidad de tratamiento del aire para una sala de ensayos.

Se ha comenzado describiendo los procesos que tienen lugar en el acondicionamiento del aire siendo los más importantes la etapa de filtrado, la impulsión con el ventilador, el primer y segundo enfriamiento y la deshumidificación para conseguir el objetivo principal de enfriamiento y deshumidificación del aire.

Para esto ha sido necesario la concepción de circuitos encargados de abastecer los equipos de la unidad. Especialmente el circuito de agua fría en el que el dimensionado y justificación de las válvulas ha resultado un punto de mucho aprendizaje con la obtención de la pérdida de carga que debe de inducir la válvula de balanceo TA para que el circuito quede equilibrado.

También el cálculo del diámetro del circuito de drenaje ha servido para dar una idea de las velocidades que se podrían encontrar en la bandeja de condensados y a partir de ahí dimensionar la tubería sabiendo lo que realmente se hace a la hora de diseñar, (comprobar que la dimensión del sifón es apta).

Además, el modelado 3D de los componentes ha servido para poder completar el diseño de la unidad evitando errores en la fabricación. Las simulaciones en los modelos de los conductos de ventilación han sido de ayuda para ver como se desarrollaría el flujo en cada uno de los casos viendo la viabilidad de cada diseño, para finalmente elegir la opción final con parte del conducto interno a la máquina.

Aspectos destacables:

- El conocimiento de las condiciones de partida es crucial a la hora de diseñar los procesos de la UTA.
- La concepción del circuito de agua fría se hace principalmente entorno al equipo que abastecen. La TA en línea debe inducir una pérdida de carga de 0,843 bar para que el circuito cumpla el requerimiento de los 3 bares de diferencia de presión entre la entrada y la salida.
- El diámetro de la tubería del drenaje a partir de la velocidad de los condensados sería de aproximadamente 5,45 mm de diámetro por contrapartida a los 38,1 mm con los que va a contar la tubería totalmente sobredimensionada.
- Para el diseño de los conductos de ventilación que unen el equipo con la rueda de secado, se ha llegado a la conclusión que la sección circular favorece el buen desarrollo del flujo a la salida, a pesar de no ser la solución final.

- El diseño geométrico de la unidad de tratamiento de aire en 3D como apoyo a la fabricación es imprescindible.
- La optimización del precio es posible con la fabricación integral de la unidad. Reduciendo los 80 mil euros de costes.

7. BIBLIOGRAFÍA

1. Temperaturas medias en Suecia .
<https://www.datosmundial.com/europa/suecia/clima.php#:~:text=El%20clima%20en%20Suecia%20es,un%20m%C3%A1ximo%20de%2017%20grados.>
2. https://www.daikin.eu/en_us/customers/software-downloads/daikin-psychometrics-diagram-viewer.html.
3. Technical information Aquaklima.
<https://www.aquaklima.de/eng/100400.html>
<https://www.aquaklima.de/eng/100400.html>
4. R-452A. www.gas-servei.com.
5. ASHRAE. *AIR-CONDITIONING SYSTEM DESIGN MANUAL*.
6. Carrier Air Conditioning Co. *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN*.
7. Javier Rey Martínez Julio Fco San José Alonso Eloy Velasco Gómez Ana Tejero González Manuel Andrés Chicote, F. *Ingeniería Térmica*.
8. CTN 100 Climatización. *UNE-EN 779 Filtros de aire utilizados en ventilación general para eliminación de partículas*. (2013).
9. CTN 100 Climatización. *UNE-EN ISO 16890 1:2017 Filtros de aire utilizados en ventilación general*. (2017).
10. Documentación-de-Producto-EcoPleat-G.
11. VEAB Heat Tech AB. <https://veab.com/sida/kataloger?lang=en>.
12. Ziehl-abegg (ventilador). www.ziehl-abegg.com.
13. ARCI IBÉRICA. <https://www.arciiberica.es/inicio/baterias>.
14. *SEPARADORES DE GOTAS Camfil*.
15. Rueda de secado.
16. Componentes ARCI Ibérica S.L.
17. Condair. <https://www.condair.es/humidificadores-de-vapor/humidificador-por-vapor-vivo-condair-esco>.
18. *Butterfly valve*. www.genebre.es.

19. Genebre. www.genebre.es.
20. ARTICULO: 2458 Filtro " Y " extremos bridados Flanged ends " Y " Strainer Características Features. www.genebre.es (2018).
21. CH-SV01.
22. CH-V01.
23. 3 wayservo.
24. TA.
25. Tablas-del-Etilenglicol-y-Propilenglicol.
26. M.White, F. *Mecanica de fluidos white 6ed.* (MC Graw Hill, 2008).
27. SolidWorks Qué es y para qué sirve. <https://solid-bi.es/solidworks/>.
28. Pathak, A. Simulaciones CFD. <https://geekflare.com/es/best-cfd-analysis-software/> (2021).
29. Rajesh Bhaskaran, -Prof. *Example Capabilities ANSYS Discovery.* www.ansys.com (2018).

8.ANEXOS

Plano general de la unidad.