



PROYECTO DE INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN DE UN HOTEL EN PANTICOSA

PROYECTO FÍN DE CARRERA
INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL, ESPECIALIDAD MECÁNICA, MAYO 2010

1.MEMORIA

realizado por:

JAIME SOGAS PARAMIO

dirigido por:

ANA LÁZARO



ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. INTRODUCCIÓN.	4
1.1 OBJETO DEL PROYECTO	4
1.2 CONTENIDO	6
2. DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA DEL EDIFICIO	7
2.1 EMPLAZAMIENTO	7
2.1.1 CONDICIONES EXTERIORES	8
2.1.2 CONDICIONES INTERIORES	10
2.2 DISTRIBUCIÓN	14
2.3 ZONA OCUPADA	14
3. DESCRIPCIÓN FUNCIONAMIENTO DEL EDIFICIO	16
3.1 USO Y HORARIOS	16
3.2 OCUPACIÓN MÁXIMA	16
3.3 CAUDALES MÍNIMOS DE VENTILACIÓN	17
4. LIMITACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA	19
4.1 CERRAMIENTOS	19
4.2 CÁLCULO DE PARAMETROS CARACTERÍSTICOS MEDIOS	22
4.3 CONFORMIDAD. DEMANDA ENERGETICA	23
4.4 CONFORMIDAD. CONDENSACIONES	24
5. CÁLCULO CARGAS TÉRMICAS	27
5.1 REFRIGERACIÓN	29
5.1.1 RESUMEN REFRIGERACIÓN POR ZONAS.	29
5.1.2 RESÚMEN REFRIGERACIÓN	31
5.2 CALEFACCIÓN	33
5.2.1 RESÚMEN CALEFACCIÓN POR ZONAS	33
5.2.2 RESÚMEN CALEFACCIÓN	34
5.3 RESÚMEN CARGAS TÉRMICAS	35



6. SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	37
6.1 CIRCUITO PRIMARIO. SISTEMA DE PRODUCCIÓN	37
6.1.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	37
6.1.2 OPCIÓN ELEGIDA.	43
6.2 CIRCUITO SECUNDARIO. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	53
6.2.1. SISTEMA BAJA CARGA TÉRMICA	53
6.2.1.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	53
6.2.1.2 DESCRIPCIÓN SISTEMA	57
6.2.1.3 CAUDALES AIRE	57
6.2.1.4 CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN	61
6.2.1.5 ELEMENTOS TERMINALES	62
6.2.1.7 ELEMENTOS AGUA-AIRE	63
6.2.1.8 TUBERIAS DE DISTRIBUCIÓN	65
6.2.2.1 ESTUDIO ALTERNATIVAS	66
6.2.2.2 DESCRIPCIÓN SISTEMA	67
6.2.2.3 CAUDALES AIRE	68
6.2.2.4 CONDUCTOS DISTRIBUCIÓN	69
6.2.2.5 ELEMENTOS TERMINALES	70
6.2.2.6 CONTROL Y REGULACIÓN	71
7. MÉTODO DE CÁLCULO DE REDES DE CONDUCTOS	72
7.1 COMPARATIVA ENTRE METODOS	72
7.2 MÉTODO SELECCIONADO: PÉRDIDA DE CARGA CONSTANTE	73
8. REDES DE TUBERIAS	75
8.1 MÉTODO DE CÁLCULO DE REDES DE TUBERIAS	75
8.2 AISLAMIENTO	76
8.3 SELECCIÓN DE BOMBAS	77
8.4 SELECCIÓN DE VASO DE EXPANSIÓN	78
8.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR	79
9. MEDIDAS AHORRO ENERGÍA	80
9.1 OPCIÓN ELEGIDA	80
10. BIBLIOGRAFÍA	84
11. ANEJOS DE CÁLCULO	86
11.1 CÁLCULO DE LA ZONA CLIMÁTICA.	86



11.2.CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.	87
11.3 CÁLCULO CONDENSACIONES SUPERFICIALES.	97
11.4 CÁLCULO CONDENSACIONES INTERSTICIALES	99
11.5 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS	101
11.5.1 REFRIGERACIÓN ZONA ALTA CARGA TÉRMICA	128
11.5.2 REFRIGERACIÓN ZONA BAJA CARGA TERMICA	142
11.5.3 CALEFACCIÓN ZONA ALTA CARGA TÉRMICA	146
11.5.4 CALEFACCIÓN ZONA BAJA CARGA TERMICA	153
11.6 CÁLCULO DE CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN	156
11.6.1 IMPULSIÓN BAJA CARGA TÉRMICA	156
11.6.2 IMPULSIÓN ALTA CARGA TÉRMICA	160
11.6.3 RETORNO BAJA CARGA TÉRMICA	162
11.6.4 RETORNO ALTA CARGA TÉRMICA	166
11.7 CÁLCULO DE DIFUSORES	167
11.7.1 CÁLCULO DIFUSORES BAJA CARGA TÉRMICA	167
11.7.2 CÁLCULO DIFUSORES ALTA CARGA TÉRMICA	204
11.8 CÁLCULO REJILLAS DE EXTRACCIÓN	212
11.8.1 CÁLCULO REJILLAS DE EXTRACCIÓN BAJA CARGA TÉRMICA	212
11.8.CÁLCULO 2REJILLAS EXTRACCIÓN ALTA CARGA TÉRMICA	222
11.9 CIRCUITOS DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS	226
11.9.1CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS.FANCOILS	226
11.9.2 CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS.CLIMATIZADORES	227
11.10 CÁLCULO PÉRDIDA DE CARGA DE VENTILADORES	228



1. INTRODUCCIÓN.

1.1 OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto está dedicado al diseño de la instalación de climatización de un edificio de nueva construcción cuya finalidad será un aparta hotel categoría *** situado en la localidad de Panticosa, Huesca.

Se pretende diseñar la instalación para maximizar el confort y el ahorro energético en el edificio.

Esto se realiza de acuerdo a la limitación de Demanda Energética del Documento Básico HE Ahorro de Energía del Código Técnico de la Edificación (de aquí en adelante CTE). Aprobado por el Real Decreto 314/2006 del 17 de Marzo. El cual se define como el instrumento normativo que fija las exigencias básicas de calidad de los edificios y sus instalaciones, requisitos seleccionados tanto con la seguridad como el bienestar de las personas.

Dado que el presente proyecto se encuentra dentro del ámbito de aplicación del DB HE1, por tratarse de un edificio de nueva construcción, podemos aplicar el procedimiento de verificación del proyecto acorde a lo expuesto en dicho documento.

A continuación se muestra una tabla orientativa respecto al tipo de proyecto que nos ocupa, y su ámbito de aplicación:

Ámbito de aplicación		Nacional		Autonómico	<input checked="" type="checkbox"/>	Local
	<input checked="" type="checkbox"/>	Edificios de nueva construcción				
		modificaciones, reformas o rehabilitaciones de edificios existentes con $S_u > 1000\text{m}^2$				
		Se renueve mas del 25% del total de sus cerramientos				
		Edificios aislados con $S_u > 50\text{ m}^2$				

tabla 1.1a

Verificaremos nuestro proyecto según la *Opción simplificada*, para lo cual debemos verificar que cumplimos los requisitos especificados en el apartado 3.2.1.2 del DB HE1:



"Puede utilizarse la opción simplificada cuando se cumplan simultáneamente las condiciones siguientes:

- a) Que el porcentaje de huecos en cada fachada sea inferior al 60% de la superficie
- b) Que el porcentaje de lucernarios sea inferior al 5% de la superficie total de la cubierta

Como excepción se admiten porcentajes de huecos superiores al 60% en aquellas fachadas cuyas áreas supongan un porcentaje inferior al 10% del área total de las fachadas del edificio."

Resumimos la conformidad con estas condiciones en la siguiente tabla:

		Fachadas					Cubiertas				
		Scerr	SH	Stot	%H	HE1	Sc	SL	Stot	%L	HE1
Orientación	N	208,71	36	244,74	14,72	<60%	572	4,7	572	0,8	<5%
	E	-	-	-	-						
	SE	164,80	32,4	197,20	16,43						
	S	-	-	-	-						
	S O	268,96	124,38	393,35	31,62						
	O	14,41	2,25	16,66	13,51						

Tabla 1.2.b



LEYENDA

Scerr= Superficie del cerramiento

SH= Superficie de huecos

Stot= Superficie total

%H= porcentaje de huecos

Sc= superficie tota de cubierta

SL= superficie de lucernarios

%L= Porcentaje de lucernarios

Como podemos apreciar en la tabla 1.2.b y tal como esta estipulado en el documento básico "DB HE1" se cumplen simultáneamente las condiciones de porcentaje de huecos en cada fachada inferior al 60%, y la de porcentaje de lucernarios en la superficie total de cubiertas inferior al 5%, *necesarias y verificadas para la aplicación de la opción simplificada.*

1.2 CONTENIDO

En el presente se incluyen los siguientes documentos:

- memoria: donde se realiza una descripción pormenorizada del edificio a estudiar, características y soluciones tomadas. Así como un anejo de cálculos.
- Planos: Se incluyen planos suficientes como para poder entender la situación y distribución del edificio. Situación de elementos a instalar etc.
- Presupuesto: partida detallada del coste del proyecto
- Pliego de condiciones técnicas: descripción detallada del sistema a instalar y sus características mínimas a cumplir.
- pliego de condiciones generales: descripción de las condiciones de ejecución del proyecto



2. DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA DEL EDIFICIO

2.1 EMPLAZAMIENTO

El edificio de nueva construcción objeto de este proyecto se encuentra situado en el pueblo de Panticosa, provincia de Huesca. Situada junto a los ríos Caldarés y Bolática a 1185 metros de altitud, da nombre a la estación de esquí situada en el pueblo y al Balneario de Panticosa a 8 kilómetros. En la actualidad tiene unos 600 habitantes, gracias al turismo de invierno y de verano. Cuenta con una moderna estación de esquí, abierta también en verano para uso turístico y con el Balneario de Panticosa. El edificio se encuentra ubicado dentro de una urbanización también de nueva construcción a las afueras del pueblo. El siguiente plano refleja el enclavamiento del proyecto dentro de la localidad de Panticosa.





2.1.1 CONDICIONES EXTERIORES

Se presentan aquí las condiciones climatológicas previstas para el proyecto, que serán las más desfavorables en el edificio, tanto para verano (en el día y hora más caluroso) como en invierno(en el día y hora más frío) para realizar un dimensionado adecuado. Deberemos tener en cuenta el uso del edificio y la localidad en la que se encuentra. Nuestro hotel tiene un uso de 365 días al año, lo que quiere decir que en las peores condiciones del año, para su localidad estará en uso, hecho que hay que tener en cuenta para el dimensionado de la instalación.

Para verano(condiciones en refrigeración):

Uso del edificio: 365 días al año, 24h (uso de hotel)

Condiciones diseño exteriores estándar:

Hora solar: 15

Mes: Julio

Para invierno(condiciones de calefacción):

Uso del edificio: 365 días al año, 24h (uso de hotel)

Condiciones diseño exteriores estándar:

Hora: no afecta, suponemos varios días nublados seguidos,
 $T_{s,ext}=t_{e}$

Mes: Diciembre

Según " Manual de climatización" de Pinazo, ya que no tenemos tabulados los datos de nuestra localidad, Panticosa, ni tan siquiera los de la capital de provincia, buscamos los datos de la localidad más próxima que tenga la misma clasificación climática que la nuestra (según el apéndice D de la exigencia básica DBH1 correspondiente al CTE, la clasificación climática de Panticosa es la **E1**. Por ello aproximamos las condiciones de ambiente exterior a las de la estación meteorológica de Burgos (Villa Fría) que está a una altitud de 887m.

Datos tomados para un nivel de percentil del 5%, ya que no requerimos un grado de cobertura más elevado, esto implica que el 5% de las veces encontramos temperaturas más altas/bajas que las de diseño, por lo tanto tendríamos una cobertura del 95% que consideramos suficiente dado el tipo de edificio.

Según esto, no aplicamos correcciones ni de mes ni de hora, por estar ya en las condiciones estándar (Hora solar: 15, Mes: Julio en verano y Hora solar: 7, Mes: Diciembre en invierno)



-1.memoria-

Según lo comentado se tienen las siguientes condiciones exteriores:

CONDICIONES EXTERIORES GENERALES

Localidad: Panticosa

Altitud: 884m*

Zona climática: E1

Nivel percentil: 5%

OMD: 13,9°C

Ts: 27,3 °C (refrigeración)

Th: 18,2 °C (refrigeración)

HR:40 % (refrigeración)

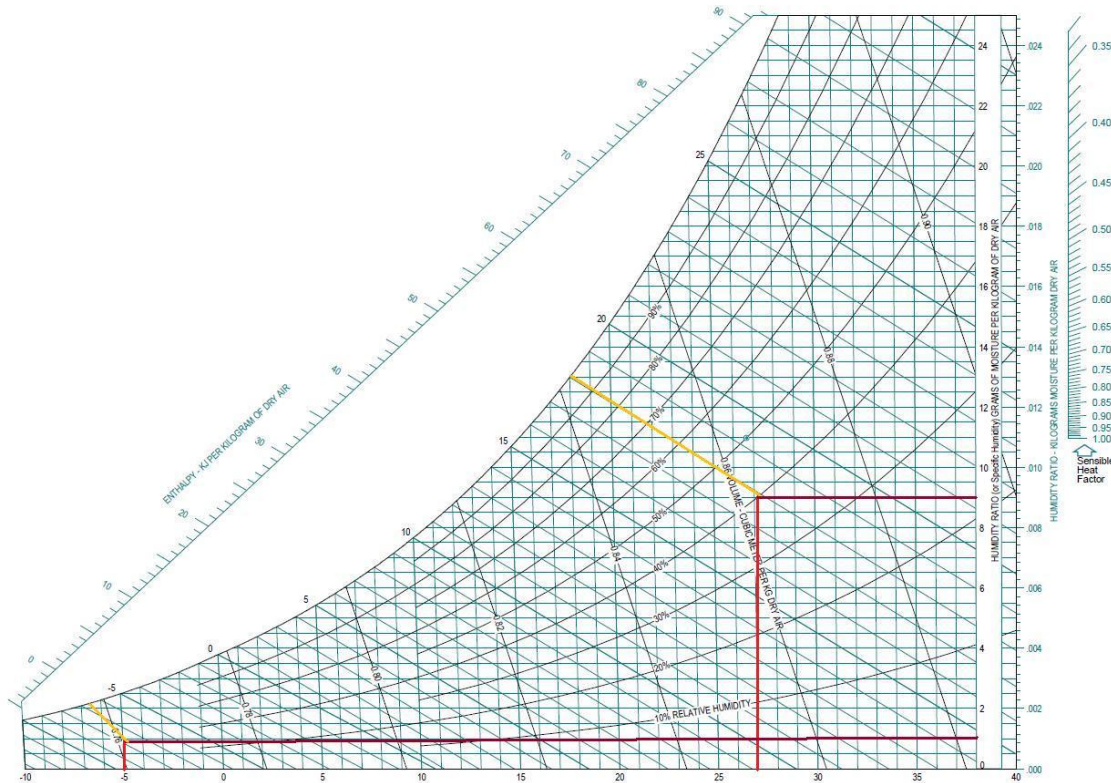
Ts: -5,6°C (calefacción)

HR:50 %(calefacción)

En cuanto a la humedad específica del aire la calculamos con el diagrama psicrométrico, siendo la psicrometría la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano, a partir de los datos anteriormente citados obtenemos:



-1.memoria-



Como se observa del gráfico anterior tenemos que:

$W_{ext} = 0,009 \text{ kg/kg}$ as (refrigeración)

$W_{ext} = 0,0015 \text{ kg/kg}$ as

2.1.2 CONDICIONES INTERIORES

Sobre la exigencia de calidad térmica en el ambiente seguimos las recomendaciones de RITE. Para ello, nos basamos en el índice PMV. Este índice está basado en el balance térmico del cuerpo humano en su conjunto con el ambiente que le rodea. La diferencia entre la producción interna de calor y la pérdida de calor hacia el ambiente representa el desequilibrio térmico. Cuando este desequilibrio térmico es nulo, el ser humano se encuentra en las condiciones ideales de bien estar y el PMV es igual a cero.

El PMV es función de los siguientes parámetros ambientales. Además el empleo de dicho índice sólo es válido cuando los seis parámetros están dentro de los siguientes límites:



-1.memoria-

Parámetro	Límites	Unidad
Actividad Metabólica	0.8 a 4	met
Grado de vestimenta	0 a 2	clo
Temperatura seca del aire	10 a 30	°C
Temperatura radiante media de los cerramientos	10 a 40	°C
Velocidad del aire en la zona ocupada	0 a 1	m/s
Humedad relativa	30 a 70	%

Tabla 2.1.2.a

A través de la determinación del índice PMV, se puede calcular el porcentaje estimado de personas insatisfechas (PPD) para unas ciertas condiciones dadas. Las condiciones térmicas admisibles en un ambiente están representadas por valores de PMV entre -1 y +1, correspondientes aproximadamente a un 25% de personas insatisfechas.

Para nuestro caso concreto, según el uso del edificio, obtenemos una actividad metabólica entre 1 y 1,2 correspondiente a una actividad fundamentalmente sedentaria, una humedad relativa aproximada de 50% , y un nivel PPD menor que el 6%, que consideramos más que exitoso debido a la subjetividad de cada individuo. Para ello obtenemos los parámetros a controlar básicos con sus tolerancias, para satisfacer las condiciones térmicas que acabamos de describir.

Estación	Grado Vestimenta	Temperatura seca °C	Tolerancia °C
Verano	≈ 1	22	±1
Invierno	≈0.5	24.5	±0.75

Tabla 2.1.2.b

Se observa que las ecuaciones anteriormente citadas indican claramente que la presión parcial de vapor de agua apenas influye en las condiciones de bien estar, cuando la humedad relativa se mantenga entre los límites del 30 al 70%. Sin embargo, por razones sanitarias, es necesario mantener la humedad relativa entre el 40 y el 60 % en su conjunto, donde el crecimiento de microorganismos es mínimo.



-1.memoria-

Con estos niveles se fijan las siguientes condiciones interiores que garantizan el nivel de confort exigido por el RITE según la estación:

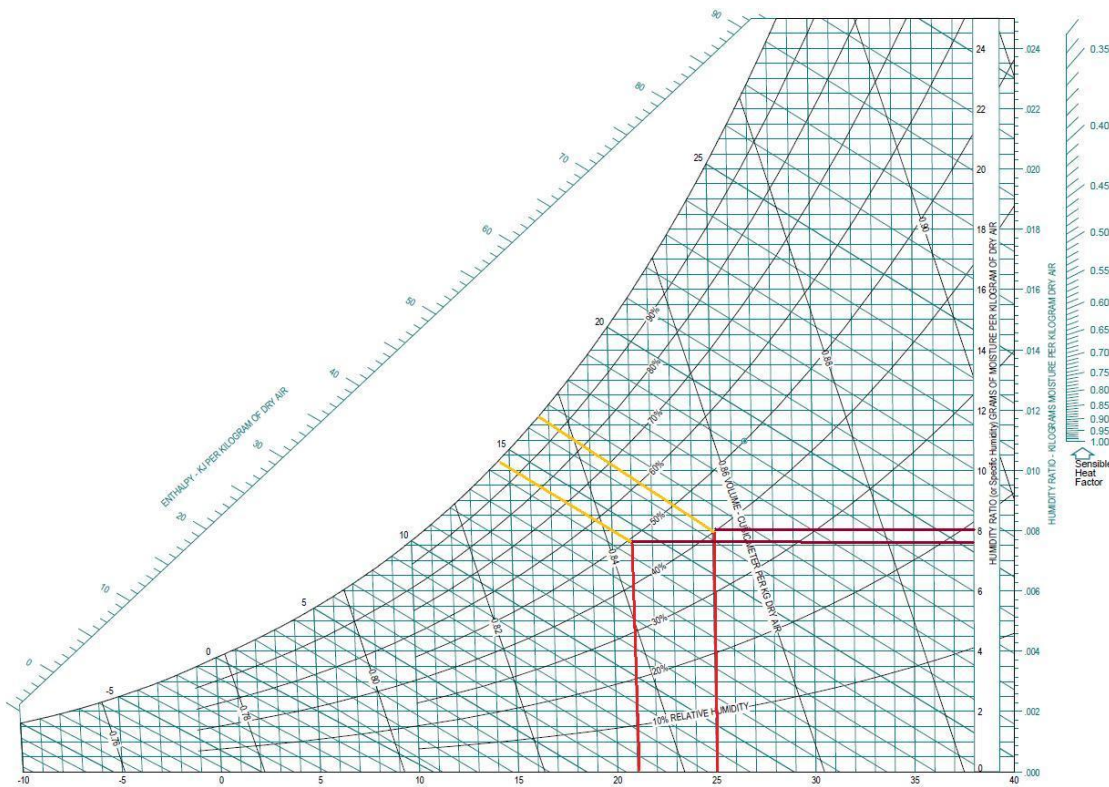
Para verano(condiciones en refrigeración):

Fijamos las condiciones interiores en temperatura interior de 25°C y una humedad relativa del 40%, con las que garantizamos el confort interior, condiciones que se encuentran dentro del rango de diseño en las condiciones de verano.

Para invierno(condiciones de calefacción):

Fijamos las condiciones interiores en temperatura interior de 21 °C y una humedad relativa del 50%, con las que garantizamos sobradamente el confort interior en las condiciones de calefacción, al encontrarse estas en el rango de diseño de condiciones de invierno.

Haciendo una estimación para el cálculo de un 40% de humedad relativa en refrigeración y un 50% de humedad relativa en calefacción, a partir del diagrama carrier tenemos:



$W_i = 0,008 \text{ kg/ kg as (refrigeración)}$

$W_i = 0,0075 \text{ kg/kg as (calefacción)}$



-1.memoria-

Consideramos también aquí las condiciones acústicas necesarios para garantizar el confort interior de la zona. Para ello nos basamos en la especificación de la tabla 24 "Niveles sonoros permitidos de presión accústica ponderados .A" de la norma UNE-EN 13779



2.2 DISTRIBUCIÓN

El edificio tiene una superficie total útil de 2388.37 m^2 , de los cuales climatizables serán 2043.01 m^2 (85% del espacio útil construido) distribuidas en 6 plantas. La planta semisótano -2, se encuentra parcialmente embebida en la ladera en la que se aloja el edificio. El resto de la planta es visible desde el exterior, es donde se encuentra el acceso principal al edificio, y el cerramiento exterior visto es una cristallera. Aquí se sitúan todos los servicios comunes del hotel y el área de administración. La planta semisótano -1, que también se encuentra parcialmente embebida en la ladera en la que se aloja el edificio. Esta planta aloja ya habitaciones, cuartos técnicos y trasteros. Continuamos con las plantas baja, primera y segunda, las tres análogas. Se elevan ya en la ladera de la montaña y sus cerramientos son visibles los 360° . Estas plantas alojan habitaciones y zonas de paso. Por último, la planta tercera o bajo cubierta, que aloja también habitaciones y zonas de paso de estas. El edificio cuenta con un total de 29 amplias habitaciones, tipo loft, que cuentan con salón, aseo y uno u varios dormitorios. Cabe decir que la cubierta del hotel es una cubierta a dos aguas, que se adapta perfectamente al entorno donde se ubica el edificio.

El semisótano -2 cuenta con el acceso principal del hotel, el hall principal y la recepción así como las zonas de servicios y de administración del edificio. La zona de servicios cuenta con bar-restaurante, sala de estar, zona de cocina industrial, y servicios y aseos. El resto de plantas desde el semisótano -1 a la planta de aprovechamiento de cubierta se reserva el espacio para habitaciones y sus zonas de paso vinculadas.

2.3 ZONA OCUPADA

Según la Exigencia Básica HE1, los espacios interiores del edificio los dividimos en espacios habitables y no habitables. Consideramos como espacios no habitables los siguientes espacios:

Sótano -2: Superficie de trasteros, guarda-esquí, cuartos técnicos, hueco para ascensores, así como sus zonas comunes.

Sótano -1: Superficie de trasteros y zonas comunes de estos, cuarto de ascensores, zonas no edificadas, cuartos técnicos.

Planta baja: Superficie de cuarto de ascensores, zonas no edificadas y cuartos técnicos.

Planta primera: Superficie de cuarto de ascensores, zonas no edificadas y cuartos técnicos.

Planta segunda: Superficie de cuarto de ascensores, zonas no edificadas y cuartos técnicos.

Planta tercera: Superficie de cuarto de ascensores, zonas no edificadas y cuartos técnicos.

Dentro de las zonas habitables, diferenciamos como zona de alta carga interna a la correspondiente a la zona habitable del sótano -2 por ser tratarse de un espacio donde se disipa mucho calor, por concentrarse en dicha zona, las zonas comunes del hotel, como el bar-



-1.memoria-

restaurantes, hall, recepción, en la que tiene previsiblemente una ocupación elevada, así como unas condiciones de iluminación severas para considerarlo así.

La plantas sótano -1, planta baja, planta primera, planta segunda y planta tercera o de aprovechamiento de cubierta se tratan como espacios habitables de baja carga interna, espacios donde se disipa poco calor. Este espacio está compuesto por ser recintos destinados a residir en ellos, con carácter eventual, al estar compuestos por las habitaciones del hotel, así como sus zonas de circulación vinculadas.

La clasificación de las superficies habitables queda resumida en la siguiente tabla:

Planta	Habitables	
	Baja Carga	Alta Carga
-2		X
-1	X	
Baja	X	
1	X	
2	X	
Aprovch Cub	X	

Tabla 2.3 a



3. DESCRIPCIÓN FUNCIONAMIENTO DEL EDIFICIO

3.1 USO Y HORARIOS

El edificio está conceptuado para apoyar y mejorar la infraestructura turística de la zona, ya que el edificio está destinado al uso como hotel de calidad media-alta. Se pretende mantener el funcionamiento del edificio durante todo el año. Este funcionamiento está justificado al ser un referente turístico en la época de invierno, al situarse próximo a la estación de esquí de Panticosa, y durante la época estival el potenciamiento del turismo rural propician la explotación turística de la zona durante todo el año.

Por la propia razón de ser del edificio, éste se va a encontrar como ya hemos comentado abierto los 365 días del año, y dado su carácter de hotel, se va a encontrar en funcionamiento las veinticuatro horas del día. Es por este hecho que en las condiciones climatológicas más desfavorables nuestra instalación va a estar en funcionamiento. No se aplican pues, ni se tienen en cuenta restricciones al uso a la hora de elegir las condiciones climatológicas exteriores más desfavorables que afectan al edificio.

3.2 OCUPACIÓN MÁXIMA

Se espera que la ocupación máxima del hotel sea durante la época de invierno, debido a la carga turística que existe debido a la estación de esquí. Para nuestras condiciones exteriores se espera que durante el régimen de verano debido a la hora (15:00 hora solar), tendremos una alta concentración de personas en el bar-restaurant y sala de estar, así como también un porcentaje de ellas en las habitaciones, hora en la que frecuentemente se está descansando en la habitación del hotel, o se está comiendo. En el régimen de invierno, suponemos varios días seguidos nublados y una temperatura exterior constante.

No obstante se realiza un completo estudio de la ocupación del edificio por espacios según la época del año en la sección 5.1 de esta memoria descriptiva.



3.3 CAUDALES MÍNIMOS DE VENTILACIÓN

Nos basamos en la aplicación de la norma UNE EN-13779, para definir y cuantificar los caudales de aire mínimos de ventilación para cada espacio del edificio. Los criterios de diseño por espacios en el edificio son los siguientes:

Bar-restaurante:

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de aire **tipo IDA2**(calidad de aire alta) por tratarse de la cafetería-Bar del hotel, y la necesidad de una gran ventilación debida a la gran cantidad de olores y humos generados en la zona.

-Consideraremos un caudal para zona de fumadores. Según la norma $Q_{vent}=90m^3/h*persona$

Espacio Sala Estar:

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de aire **tipo IDA2**(calidad de aire alta) por tratarse de la sala de estar y descanso publica, en la que debe haber unas condiciones óptimas

-Según la tabla anterior obtenemos $Q_{vent}=90m^3/h*persona$

Lavandería, cocina

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de **tipo IDA3**(calidad de aire media) por tratarse de la lavandería cocina del hotel, en la que hay una necesidad alta de ventilación de olores pero no hay un requerimiento de confort elevado.

-Según la tabla $Q_{vent}=29m^3/h*persona$

Servicios, aseos

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de **tipo IDA3**(calidad de aire media) por tratarse de una zona en la que hay una necesidad alta de ventilación de olores pero no hay un requerimiento de confort elevado, por tratarse de una zona en la que no hay alta estacionalidad(el tránsito es elevado)

-Según la tabla $Q_{vent}=29m^3/h*persona$



-1.memoria-

Pasillos, zonas comunes

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de **tipo IDA3**(calidad de aire media) por tratarse de una zona en la que no hay una necesidad de ventilación de olores o humos muy elevada, requerimiento de confort elevado, aunque se trate de una zona transitoria, debe ser agradable a los clientes de hotel, ya que es lo primero que pisan al llegar al edificio.

-Según la tabla $Q_{vent}=7,2m^3/h \cdot m^2$ zona,

NOTA: cálculos análogos con la suposición de $Q_{vent}=29m^3/h \cdot persona$

Administración

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de **tipo IDA2**(calidad de aire media) por tratarse de una zona en la que hay un requerimiento de confort elevado, debido a las horas de uso, y tenemos el interés de que la zona sea agradable a los trabajadores del hotel.

-Según la tabla $Q_{vent}=90m^3/h \cdot persona$

Espacio de habitaciones (baja carga térmica)

Consideraciones

-Consideramos un nivel de calidad de **tipo IDA2** (calidad de aire media) por tratarse de una zona en la que hay un requerimiento de confort elevado, debido a las horas de uso y tenemos el interés de que la zona se consigan unas condiciones de confort optimas a los usuarios del edificio.

-Según la tabla $Q_{vent}=90m^3/h \cdot persona$



4. LIMITACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

Basada en el control indirecto de la demanda energética de los edificios mediante la limitación de los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen su envolvente térmica. La comprobación se realiza a través de la comparación de los valores obtenidos en el cálculo con los valores-límite permitidos, según la Exigencia Básica HE1 correspondiente al CTE.

Dichos valores límite se calculan en función del clima de la localidad en que se ubican, Panticosa se encuentra en el grupo climático E1 (ver anejo de cálculos)

4.1 CERRAMIENTOS

Diferenciamos los siguientes tipos de componentes que podemos encontrar en la envolvente térmica de nuestro edificio:

Tipo de Componente	Codificación
Muros en contacto con el aire exterior	M1
Muros en contacto con el terreno	T1
Suelos en contacto con el terreno	T3
Particiones interiores en contacto con superficies no habitables que a su vez están en contacto con el aire exterior	M2
Suelos en contacto con superficies no habitables que a su vez están en contacto con el aire exterior	S2
Cubiertas	C1
Puentes térmicos($S > 0.5m^2$)	Pfi

Tabla 4.1 definición de componentes de la envolvente térmica

Podemos encontrar una definición detallada de cada tipo de componente en el apéndice A "Terminología" del documento básico referente al ahorro de energía (HE).

Se incluye en la presente sección la definición de envolvente térmica del hotel, incluyendo la orientación de las fachadas.

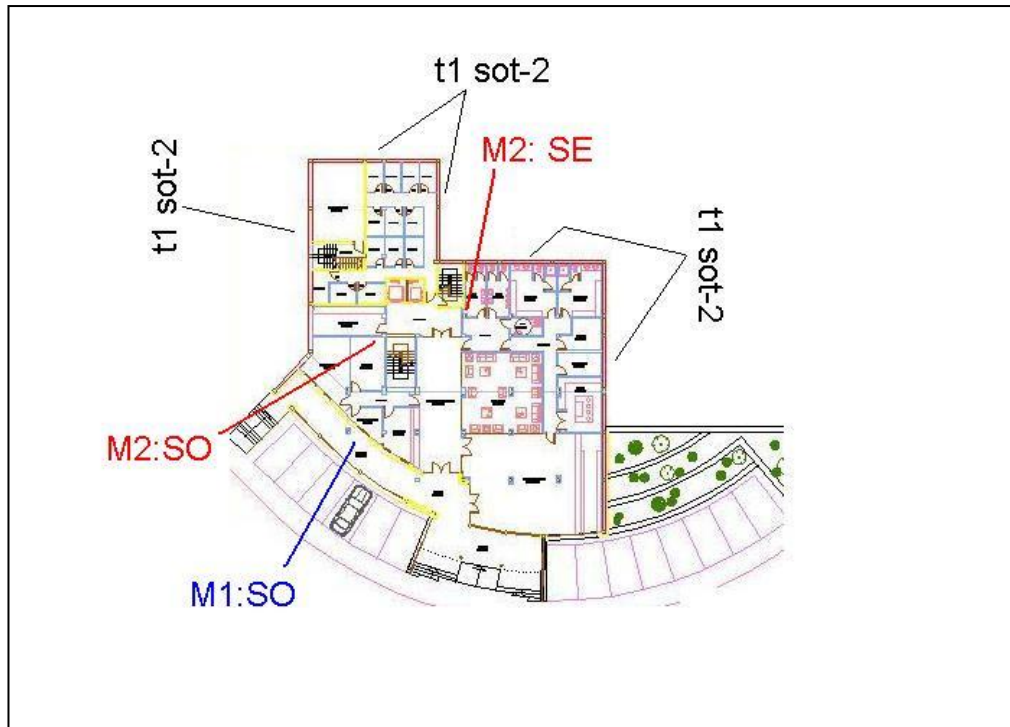


Fig 4.2 Clasificación de los componentes de la envolvente térmica para la planta sótano -2

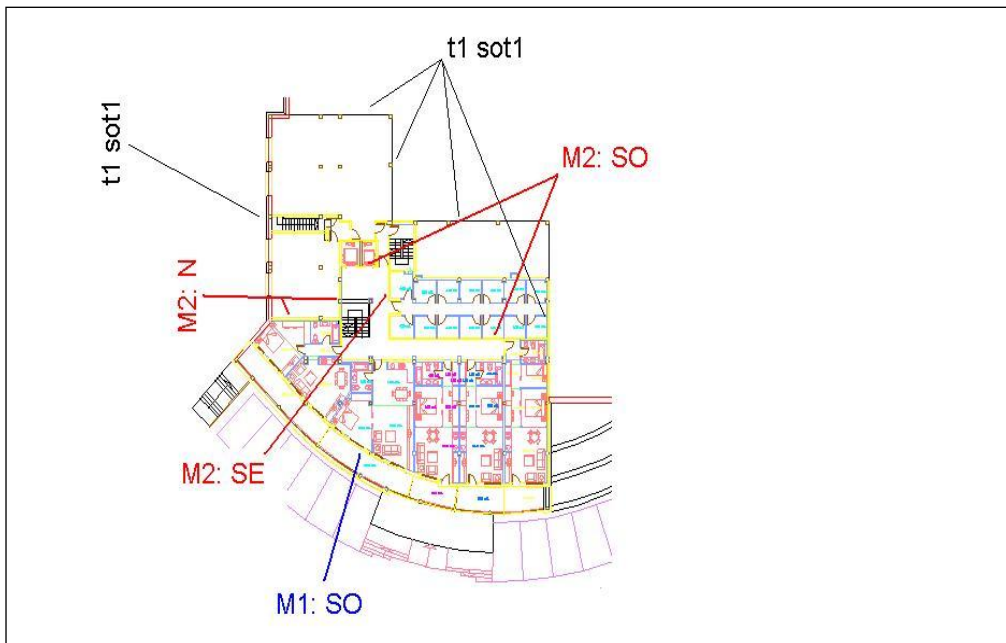


Fig 4.3 Clasificación de los componentes de la envolvente térmica para la planta sótano -1

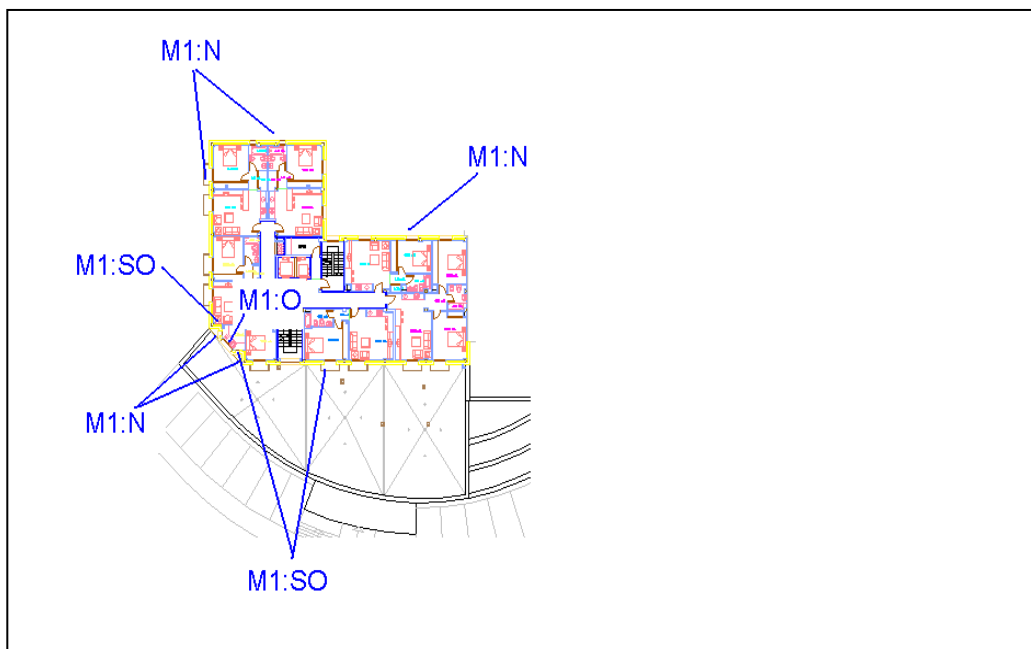


Fig 4.4 Clasificación de los componentes de la envolvente térmica para las plantas baja, primera, segunda y aprovechamiento cubierta



4.2 CÁLCULO DE PARAMETROS CARACTERÍSTICOS MEDIOS

Para cada cerramiento y partición interior que conforman la envolvente térmica del edificio se calcularán los parámetros característicos según el apéndice E del "DB HE1".

La limitación de la demanda energética se basa en los pasos siguientes:

-Comprobación de que cada una de las transmitancias térmicas de los *cerramientos y particiones interiores* que conforman la *envolvente térmica* es **inferior** al valor máximo indicado en la tabla 4.3a en función de la zona climática.

-Cálculo de la media de los distintos parámetros característicos para la zona de baja y alta carga interna del edificio por separado, acorde con lo estipulado en el apartado 3.2.2.2 del "DB HE1" Debiendo ser **inferiores** a los valores límite indicados en la exigencia básica DB HE1 en función de la zona climática. El desglose de cálculo se encuentra expuesto en el capítulo 12 anejo de cálculos.

-Control de las condensaciones intersticiales y superficiales según el apartado 3.2.3 del "DB HE1". Se adjuntan las siguientes tablas que reflejan los valores de los distintos parámetros característicos para la zona de baja y alta carga interna del edificio por separado. El desglose de cálculos se encuentra en el capítulo 12 anejo de cálculos.

Cabe decir que para el cálculo de estos cerramientos nos hemos basado en los detalles constructivos de los cerramientos del edificio, los datos referente a propiedades físico-químicas de los materiales utilizados han sido tomadas de la base de datos que incluye la aplicación informática LIDER.

El método de cálculo utilizado es el propuesto en el apéndice E "Cálculo de los parámetros característicos de la demanda" del documento básico DB HE. Seguimos el procedimiento de cálculo indicado en dicho apéndice para cada parámetro.

En la sección, 4.3 conformidad. Demanda energética podemos observar los resultados obtenidos de este cálculo para cada componente de la envolvente térmica del edificio.



4.3 CONFORMIDAD. DEMANDA ENERGÉTICA

Según la clasificación climática correspondiente a la zona geográfica de nuestro proyecto, Panticosa, la cual corresponde la: **ZONA E1** obtenemos los siguientes valores límite según la exigencia básica DB HE 1, correspondiente al código técnico de la edificación:

Valores Límite		Valores Límite medios	
Tipo	U	Tipo	U
Muros de fachada	0,74	Muros de fachada	0,57
Muros en contacto con el terreno	0,74	Muros en contacto con el terreno	0,57
Particiones ints en contacto con espacios no habitables	0,74	Suelos	0,48
Suelos	0,62	Cubiertas	0,35
Cubiertas	0,46	Vidrios de Huecos y lucernarios	3,1
Vidrios de Huecos y lucernarios	3,1	Marcos de Huecos y lucernarios	3,1
Marcos de Huecos y lucernarios	3,1	Factor Solar lucernarios	0,36
Medianerías	1		
Particiones interiores	1,2		

Tabla 4.3a

Las transmitancias para todos los cerramientos que componen la envolvente térmica del edificio han de ser inferiores a los valores límites. Las siguientes tablas justifican la conformidad de la demanda energética del edificio en este sentido. Procedimiento según la exigencia básica HE1 del CTE.

En el anexo 10.2 "cálculo parámetros característicos" se adjuntan las cuatro fichas justificativas, la de parámetros característicos por cerramiento, la de parámetros característicos medios por zona de alta y baja carga térmica, que reflejan la conformidad de los cerramientos según la exigencia básica HE1 del CTE.



De dichas tablas de verificación se observa que los valores característicos exigidos a la envolvente térmica del edificio son mucho menores que los exigidos por el reglamento, con lo que el edificio cumple con la normativa y no solo eso, sino que se percibe el esfuerzo por crear un espacio de alta calidad y que cumpla con las más duras exigencias en cuanto a eficiencia energética, recordemos uno de los objetivos prioritarios del proyecto.

4.4 CONFORMIDAD. CONDENSACIONES

Procedemos ahora con la comprobación de condensaciones según el apartado 3.2.3 del documento básico HE1.

Ya que no prevemos una alta producción de vapor de agua en las zonas no habitables, la comprobación de condensaciones en particiones interiores que lindan con espacios no habitables, la comprobación de condensaciones queda exenta. Por otro lado la comprobación de condensaciones en cerramientos en contacto con el terreno no es necesaria. Por este mismo hecho consideramos una clase de higrométrica de valor 3.

En resumen, únicamente deberemos hacer la comprobación de condensaciones a los Muros en contacto con el aire exterior, puentes térmicos de estos, cubiertas, y puentes térmicos asociados a cubiertas.

Deberemos hacer una doble comprobación referente a la limitación de condensaciones, condensaciones superficiales y condensaciones intersticiales.

Condensaciones superficiales

El cumplimiento de los valores de transmitancia límite para los cerramientos sujetos a comprobación, ya implica el cumplimiento de la comprobación de condensaciones superficiales. De cualquier manera, por ser rigurosos realizaremos la comprobación igualmente.

La comprobación de condensaciones superficiales se basa en la comparación del valor del factor de temperatura de la superficie interior mínimo, con el valor del factor de temperatura superficial correspondiente a cada cerramiento sujeto a comprobación. Si este es mayor al factor de temperatura de la superficie interior mínimo, obtenemos un resultado positivo.

Cálculamos los valores correspondientes al factor de temperatura según el apéndice G "condensaciones" del documento básico HE1. El detalle de cálculo queda reflejado en el capítulo 12 "anejo de cálculos".



Los resultados del cálculo son:

$$FR_{si,min}=0.71$$

Tipo de Componente	FR _{si}
M1	0.88
C1	0.93
Pf1	0.85

tabla 4.4.a

Como todos los factores de temperatura son superiores al factor de temperatura interior mínimo, se garantiza que no se van a producir condensaciones superficiales en los cerramientos del edificio.



-1.memoria-

Condensaciones Intersticiales

Seguimos el modelo de cálculo del apéndice G "condensaciones" del documento básico HE1. El proceso trata de evaluar las condensaciones intersticiales en todas las capas de cerramiento a evaluar. Comprobaremos que la presión de vapor interior en la entrecapa es inferior al valor de la presión de saturación en ese lugar. Si esto se cumple deducimos que no se producen humedades.

Comprobamos esto para los muros M1, Pf1 y Cu, igualmente que en el caso anterior. Añadimos la tabla resumen

Higrometría	3
-------------	---

Cerramientos, particiones interiores, puentes térmicos												
Tipos	C. Superficiales		C. Intersticiales									
	fRsi ≥ fRsin		$P_n \leq P_{sat,n}$	Capa 1	Capa 2	Capa 3	Capa 4	Capa 5	Capa 6	Capa 7	Capa 8	Capa 9 10
M1	Frsi	0,88	Psat,n	985,81	1031,41	1478,31	1755,53	2138,2				
	frsimin	0,71	Pn	846,47	859,24	1097,69	1137,52	1282,33				
Pf1	Frsi	0,85	Psat,n	1184,68	1274,84	1633,7	2091,66					
	frsimin	0,71	Pn	697,77	1258,84	1264,45	1282,33					
Cu	Frsi	0,93	Psat,n	752,93	745,6	910,15	1670,86	1779,2	2031,26	2078,17	2250,86	
	frsimin	0,71	Pn	740,18	740,21	742,88	1223,51	1251,55	1256,89	1256,97	1282,34	

Como se comprueba de la tabla de verificación, no se producen condensaciones intersticiales en los cerramientos del edificio.

Queda finalizada la comprobación de la conformidad de la demanda energética del edificio, que comprobado que cumplimos el reglamento y el edificio es eficiente energéticamente. Como hemos podido comprobar se ha realizado una inversión en los cerramientos del edificio, para dotarlos de unos parámetros característicos de calidad, algo que nos repercutirá en una menor demanda energética del edificio en nuestro proyecto.



5. CÁLCULO CARGAS TÉRMICAS

Se realiza en el presente capítulo el cálculo estimativo de las cargas de refrigeración y calefacción a las que el edificio va a ser sometido. Esta estimación sirve de dato de diseño para la selección del equipo acondicionador. En nuestro estudio realizamos dicho cálculo para las condiciones interiores y exteriores dadas en los apartados 2.1.1 y 2.2.2 del presente documento. Estas muestran las condiciones interiores de confort fijadas para el edificio que debemos mantener en las zonas habitables y las condiciones exteriores más desfavorables para nuestro edificio dada la situación geográfica de este. También se han tenido en cuenta en este estudio los criterios generales del proyecto que son la eficiencia energética, el confort de las personas y su seguridad. Por otro lado se usan diversos métodos estimativos que iremos detallando a lo largo del capítulo.

Puesto que tenemos dos espacios en el edificio con comportamientos térmicos bien diferentes, la zona de alta carga térmica y la de baja, realizamos el cálculo estimativo de cargas térmicas de dichas zonas por separado.

El procedimiento para hallar la máxima carga del edificio se obtiene de la suma total de cada carga térmica que afecta al edificio, más el porcentaje de carga asociado por la instalación, calculadas para las condiciones exteriores de día y hora más desfavorables. Le aplicaremos un porcentaje de seguridad del cuatro por ciento. Realizamos este cálculo estimativo para el régimen de verano y el régimen de invierno por separado. Se resume en la siguiente fórmula de igual aplicación para cada régimen:

$$\text{Carga máxima} = k(Q_{\text{inst}} + Q_{\text{bc}} + Q_{\text{ac}})$$

k=factor de seguridad

Q_{ac}=Carga térmica máxima que tiene lugar en la zona de alta carga térmica

Q_{bc}=Carga térmica máxima que tiene lugar en la zona de baja carga térmica

Q_{inst}=Carga térmica debido a la propia instalación. Calculada como el seis por ciento de la suma de las cargas Q_{bc} y Q_{ac}

En la realización de dicho cálculo se han seguido criterios de "Manual de Climatización Pinazo" Tomo II, Cargas térmicas, las normas UNE-En ISO 100.001 y UNE-En ISO 100.014, la publicación "manual de aire acondicionado, Carrier".



-1.memoria-

Se tienen en cuenta para el cálculo de la carga térmica total las siguientes cargas térmicas:

-Debida a cerramientos: A través de los cerramientos se produce una transferencia de calor al edificio por conducción, radiación y convección que hay que vencer para garantizar unas condiciones interiores satisfactorias, siendo esta una de las cargas térmicas que hay que considerar. Es de notar que hay que tenerla en cuenta tanto para el régimen de refrigeración (verano) como el régimen de calefacción (invierno).

-Debida a ventilación: Es necesario introducir en los locales acondicionados, un cierto caudal de aire exterior que permita la supresión de olores debidos a los ocupantes, al tabaco, o a otras fuentes. La tasa de renovación así como los criterios de cálculo y normativa se reflejan en el capítulo 3.3 Caudales mínimos de ventilación. Este aire introducido debe acondicionarse para la entrada a los locales es por ello que forma parte de las cargas térmicas objeto de estudio. . Es de notar que hay que tener en cuenta esta carga tanto para el régimen de refrigeración (verano) como el régimen de calefacción (invierno).

-Debida a ocupantes: En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 37°C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad mayor o menor del calor desarrollado. Este calor se disipa hacia las paredes del local por convección, al aire ambiente por radiación y por evaporación. Es por ello que la presencia de personas en el local actúa como una carga térmica desfavorable en el régimen de verano, que hay que prever y estudiar para el dimensionado de la instalación.

-Debida a iluminación: El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. La presencia de iluminación en el edificio constituye una carga térmica en el régimen de verano que hay que estudiar para el dimensionado de la instalación.

-Debida a máquinas: La mayor parte de los aparatos son, a la vez, fuente de calor sensible y latente. Los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización mientras que, a causa de la combustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. La presencia de máquinas en el edificio constituye una carga térmica en el régimen de verano que hay que estudiar para el dimensionado de la instalación.

-Debida a instalación: Estas ganancias están constituidas por las cantidades de calor , suministradas por los diferentes componentes de la instalación, como tuberías, conductos, ventiladores, bombas etc.

El método de cálculo de cada tipo de carga térmica se encuentra recogido en el anexo 11.5 "cálculo de cargas térmicas" del presente documento.



5.1 REFRIGERACIÓN

5.1.1 RESUMEN REFRIGERACIÓN POR ZONAS.

Adjuntamos aquí el resumen del cálculo de ganancias térmicas en la zona de alta y baja carga térmica para el régimen de verano (refrigeración). Se agrupan por zonas y espacios, así como tipos de ganancia. Notar que debido a las diferencias de uso y ocupación en los que componen la zona de alta, calcularemos dichas cargas por espacio y luego las sumaremos para calcular la carga total. No así ocurre en la zona de baja carga térmica ya que el uso y características de esta es homogéneo, pudiendo agrupar todo el espacio en una sola zona. Este procedimiento es de aplicación para todas las cargas térmicas excepto a las debidas a cerramientos, ya que se realiza el cálculo para el global de la zona:



-1.memoria-

ZONA	ESPACIO	CONCEPTO CARGA	VALOR [W]	RATIO ZONA [W/M^2]
ALTA CARGA TERMICA	bar-restaurante	Cerramientos	1319,5	141
		Ventilación	6762	
		Ocupantes	5605	
		Iluminación	877	
		Máquinas y proce..	381	
	sala estar	Cerramientos	1319,5	181
		Ventilación	4058	
		Ocupantes	2767	
		Iluminación	474	
		Máquinas y proce..	800	
	Cocina-lavanderia-almacen	Cerramientos	1319,5	102
		Ventilación	87	
		Ocupantes	380	
		Iluminación	87	
		Máquinas y proce..	1686	
	Servicios-aseos	Cerramientos	1319,5	68
		Ventilación	566	
		Ocupantes	1457	
		Iluminación	148	
		Máquinas y proce..	560	
	Pasillos, zonas comunes	Cerramientos	1319,5	53
		Ventilación	566	
		Ocupantes	2468	
		Iluminación	212	
		Máquinas y proce..	0	
	Administracion	Cerramientos	1319,5	95
		Ventilación	406	
		Ocupantes	447	
		Iluminación	538	
		Máquinas y proce..	2260	
BAJA CARGA TERMICA	Habitaciones	Cerramientos	15616	21
		Ventilación	4848	
		Ocupantes	3304	
		Iluminación	8803	
		Máquinas y proce..	5344	



5.1.2 RESÚMEN REFRIGERACIÓN

Se presentan aquí diferentes tablas resumen con los resultados del cálculo estimativo referente al régimen de verano.

Resultados totales

	Qtot [W]
Alta Carga Térmica	45509
Baja Carga Térmica	34208
+	
propia instalación	4783
+	
Factor seguridad	3189
4%	
-	
Recuperador E	-993
TOTAL	86695

	Qsens [W]	Qlat [W]	Qtot[W]
Zona			
Ventilacion	8617	8676	17293
Ocupacion	10073	6355	16428
Iluminacion	11432	0	11432
Maquinas ...	10153	878	11031
Muros...	-1400	24934	23533
Instalacion			4783
FS			3189
		TOTAL	87688

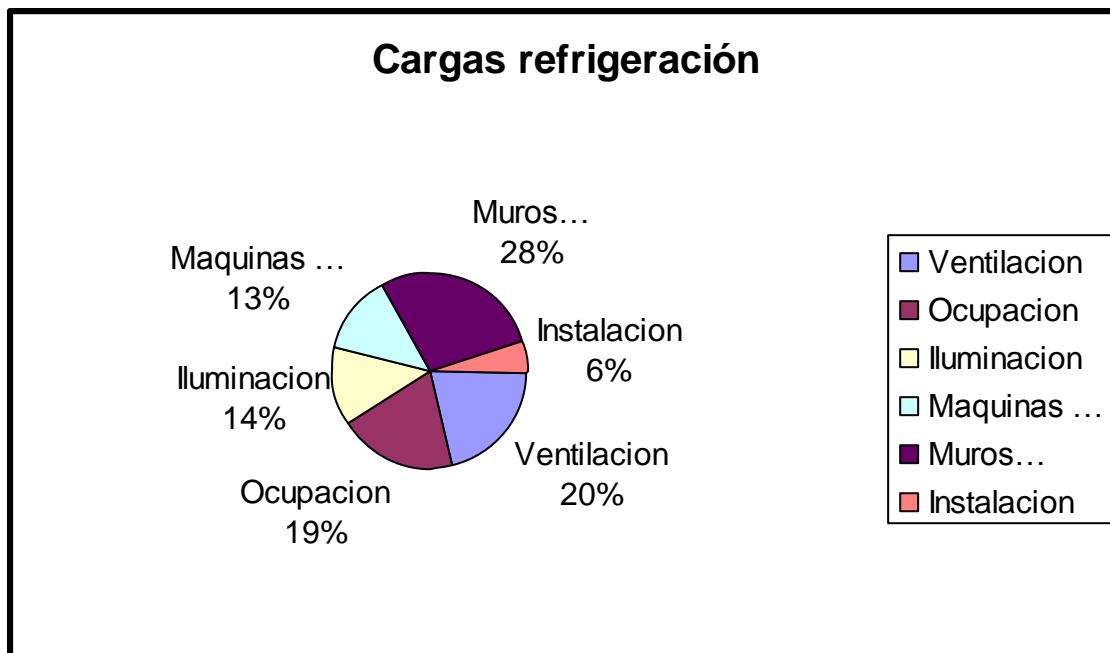
Resumen estimacion cargas clasificada por tipos de carga. Refrigeración

RATIO TOTAL REFRIGERACIÓN EDIFICIO: 45 W/M^2

Nota: El cálculo correspondiente al campo "Recuperador E" que representa el ahorro energético derivado del empleo de recuperadores de calor utilizados se detalla en el capítulo 9 "Medidas ahorro energía" del presente documento.



Estimación cargas térmicas de refrigeración





5.2 CALEFACCIÓN

5.2.1 RESÚMEN CALEFACCIÓN POR ZONAS

Adjuntamos aquí el resumen del cálculo de ganancias térmicas en la zona de alta y baja carga térmica para el régimen de verano (refrigeración). Se agrupan por zonas y espacios, así como tipos de ganancia. Notar que debido a las diferencias de uso y ocupación en los que componen la zona de alta, calcularemos dichas cargas por espacio y luego las sumaremos para calcular la carga total. No así ocurre en la zona de baja carga térmica ya que el uso y características de esta es homogéneo, pudiendo agrupar todo el espacio en una sola zona. Este procedimiento es de aplicación para todas las cargas térmicas excepto a las debidas a cerramientos, ya que se realiza el cálculo para el global de la zona:

ZONA	ESPACIO	CONCEPTO CARGA	VALOR [W]	RATIO ZONA [W/M^2]
ALTA CARGA TERMICA	bar-rest...	Cerramientos	-509	65
		Ventilacion	-6433	
	sala estar	Cerramientos	-509	39
		Ventilacion	-1537	
	Cocina-lav...	Cerramientos	-509	34
		Ventilacion	-693	
	Servicios ...	Cerramientos	-509	27
		Ventilacion	-1090	
	Pasillos...	Cerramientos	-509	12
		Ventilacion	495	
	Admin...	Cerramientos	-509	16
		Ventilacion	-307	
BAJA CARGA TERMICA	Habitaciones	Cerramientos	-27194	-28
		Ventilacion	-21031	



5.2.2 RESÚMEN CALEFACCIÓN

Se presentan aquí diferentes tablas resumen con los resultados del cálculo estimativo referente al régimen de invierno.

Resultados totales

Alta Carga Térmica	-12619
Baja Carga Térmica	-48225
+	
Factor seguridad	-4868
4%	
-	
Recuperador E	+10037
TOTAL	-55675

Potencia total	Qsens
Ventilación	-30596
Muros	-30248
FS	-4868
	-65712

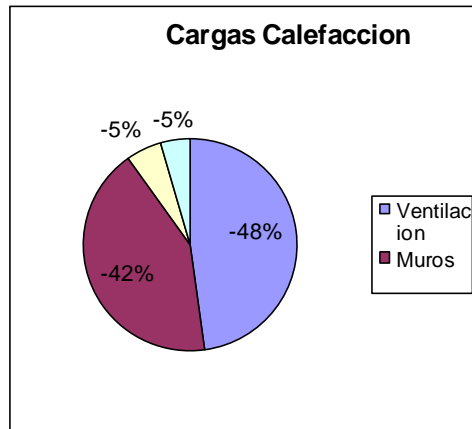
Resumen estimacion cargas clasificada por tipos de carga. Calefacción

RATIO TOTAL REFRIGERACIÓN EDIFICIO: 29 W/M^2

Nota: El cálculo correspondiente al campo "Recuperador E" que representa el ahorro energético derivado del empleo de recuperadores de calor utilizados se detalla en el capítulo 9 "Medidas ahorro energía" del presente documento.



Estimación cargas térmicas de calefacción



5.3 RESÚMEN CARGAS TÉRMICAS

Estos resultados del cálculo nos sirven como dato de diseño para el dimensionado del presente proyecto.

A la vista de los resultados obtenemos dos conclusiones. La primera de ella es, como preveíamos del apartado uno, la demanda térmica del edificio es menor de lo esperado para un edificio de sus características. Esto es debido a que el edificio presenta unos valores característicos medios muy inferiores al límite permitido, lo que repercute al final en una menor carga térmica a suplir por parte de la instalación de climatización.

La segunda conclusión que obtenemos es que tenemos en el mismo edificio dos zonas bien diferenciadas, como son la zona de alta y baja térmica. Es por ello que el dato de ratio $[W/m^2]$ refiriéndose al total del edificio carece de significado.



-1.memoria-





6. SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

6.1 CIRCUITO PRIMARIO. SISTEMA DE PRODUCCIÓN

En cuanto al sistema de producción elegido se ha llevado a cabo el estudio y comparación de dos opciones diferentes de instalación, por un lado una opción de producción de alta calidad y por otro un sistema de amplio uso para el tipo de edificio que nos ocupa.

6.1.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Surgen diferentes opciones al plantearse el problema de la producción en nuestro proyecto. Se plantean varias alternativas con objeto de evaluar la mejor de estas, siempre atendiendo los criterios generales del proyecto, que son eficiencia energética, confort y seguridad para las personas y cumplimiento con la legislación vigente, además de ser respetuosos con el medio ambiente.

De la gran cantidad de opciones posibles de producción disponibles, descartamos de entrada las producciones de calor basadas en energías renovables, ya que debido a la situación geográfica del edificio esperamos pocas horas de sol a lo largo del año para poder utilizar un sistema solar, y el uso de otras energías renovables no tienen cabida debido al nivel energético exigido. Los sistemas de cogeneración y trigeneración quedan descartados en principio debido a que son apropiados para aplicaciones que exigen niveles mucho mayores de demanda energética, para así justificar la inversión y amortización del sistema. Es por ello que los sistemas más apropiados para la producción de calor será el uso de calderas o de bomba de calor. En cuanto a los sistemas de producción de frío, descartamos los ciclos de Absorción por estar destinados a aplicaciones de mayor nivel energético exigido, siendo los más apropiados los ciclos de compresión.

Dicho esto, se plantean dos posibles soluciones a este problema. La solución "A" basada en la utilización de enfriadora y caldera, y la opción "B" basada en la producción a base de bomba de calor(se detalla a continuación un análisis más fino del tipo específico de equipo a utilizar dentro de estas opciones). Ambos sistemas son de gran aplicación para el tipo de aplicación a la que va a ser dedicado el edificio, y muy utilizados en aplicaciones de producción centralizadas como es el caso.

Se presenta ahora el estudio de alternativas entre las opciones que se comentan, deduciendo de este el sistema de producción más adecuado para el proyecto que nos ocupa. Se analiza el sistema de bomba de calor realizando un análisis del tipo de bomba de calor idóneo según nuestro caso en un primer lugar, puesto que tiene a priori varias ventajas que lo hacen interesante para su estudio. Estas son, toda la producción en un solo equipo, bajas emisiones de Co2 al medio ambiente, y se trata de un sistema ampliamente utilizado en edificios con la misma aplicación que el que nos ocupa.

Según la norma UNE 100 000:1995, una bomba de calor se define como una máquina térmica que permite transferir energía en forma de calor de un foco a baja temperatura y cederla a otro foco a mayor temperatura. Se suele denominar bomba de calor siempre que durante una época del año la magnitud objeto es el calor cedido al foco caliente. De todas las posibilidades de



-1.memoria-

bomba de calor a elegir en el mercado, seleccionamos una bomba de calor tipo aire/agua. Se opta esta configuración debido a que no disponemos de agua de pozo, con lo que el foco frío ha de ser el aire ambiente. Por otro lado, por el sistema de distribución elegido para nuestro sistema, el medio que constituye el foco caliente es agua. Esta configuración no es la más favorecedora para las condiciones de operación de la bomba de calor ya que esta correspondería a la máquina que tenga temperaturas de foco frío y caliente más próximas. Por lo tanto como foco frío interesaría la opción de mayor temperatura, agua (que no es posible ya que no disponemos de ella) y como foco caliente la opción de menor temperatura, aire (por las circunstancias del sistema elegido, esta ha de ser agua).Pese a esto, esta opción puede ser interesante ya que permite acumular agua caliente, intentando evitar las horas de funcionamiento con menor temperatura exterior y/o las horas punta de tarifa eléctrica.

Sobre los focos elegidos, El aire ambiente tiene un rango de temperaturas de $-10/15^{\circ}\text{C}$, con lo que entran dentro del rango de condiciones exteriores de proyecto y presenta dos problemas graves como son la gran variabilidad de las temperaturas del aire durante el día, lo que puede hacer variar considerablemente las condiciones de operación del equipo, y por otro, cuando las temperaturas exteriores son menores a 6 grados centígrados, se presenta el problema de realizar ciclos de desescarche del equipo, viéndose el rendimiento de este afectado negativamente, así como un aumento del consumo que ronda el 10%.Según veremos más adelante, debido a las severas condiciones climatológicas de la localidad hay grandes periodos de tiempo en régimen de calefacción con temperaturas exteriores que son inferiores a seis grados, siendo esto un handicap de aplicación para nuestro caso. Una vez realizada una vista cualitativa del equipo, procedemos a analizar las magnitudes objetivo fundamentales de este, para poder compararlas con nuestro otro sistema preseleccionado. Estas magnitudes nos reflejaran el consumo de energía del mismo y el aprovechamiento de la energía primaria del mismo, que son la base de nuestro estudio. No obstante también se mencionan otras magnitudes como son el ruido del equipo, la facilidad de mantenimiento y el precio inicial y de operación del sistema.

El sistema de selección del equipo se basa en elegir un equipo que satisfaga las necesidades de refrigeración del edificio, y analizar la potencia calorífica suministrará en las condiciones de proyecto en el régimen de calefacción. Para ello se define la temperatura de corte como la temperatura correspondiente a la intersección entre la línea que representa la demanda del edificio y la línea que representa la potencia de calefacción suministrada por la bomba de calor sin resistencias de apoyo. Para temperaturas inferiores a la temperatura de corte es necesario un aporte suplementario de energía en forma de calor (zona rayada). Generalmente este aporte de energía se realiza con resistencias eléctricas (resistencias de apoyo).

Tras este análisis se calculan los valores de COP instantáneo más desfavorable, COP medio estacional del periodo y se realiza una comparación del aprovechamiento de la energía y del consumo de energía entre nuestras dos opciones. Por último se realiza una comparativa de otros parámetros de influencia.

Resulta evidente que tanto el consumo, como el aporte de la bomba de calor son funciones de las condiciones exteriores de proyecto, y por tanto deben ser evaluadas a las mismas condiciones ambientales. El esquema de trabajo es el siguiente, se estima un año tipo de la localidad mediante el programa TRNSYS. Se estima la demanda media mensual del edificio según estos datos climatológicos según los criterios señalados en el capítulo 5 de la presente



-1.memoria-

memoria, para las diferentes condiciones exteriores. Por último se estima el consumo hora a hora de la bomba de calor. Se elige la bomba de calor de tal manera que trabaje una fracción de la hora de forma que se igualen las necesidades y los aportes.

La estimación de las demandas del edificio para las diferentes condiciones climáticas se realizan de acuerdo al capítulo 5 de la presente memoria.

La potencia térmica y el COP de la bomba de calor pueden calcularse mediante modelos de regresión lineales función de la temperatura húmeda exterior (Viti, 1999), estableciéndose dos curvas diferentes en función de ser esta temperatura superior o no a 6°C. Estas expresiones son:

$$Q_{cal}(The \geq 6) = a * The + b$$

$$COP(The \geq 6) = c * The + d$$

$$Q_{cal}(The < 6) = a' * The + b'$$

$$COP(The < 6) = c' * The + d'$$

donde:

Qcal: Potencia calorífica integrada

The: Temperatura húmeda exterior.

Se entiende por potencia calorífica integrada aquella que suministra la máquina teniendo en cuenta los periodos de desescarche.

Los datos de catálogo para caracterizar los equipos y coeficientes han sido proporcionados por el fabricante del equipo, para una bomba de calor en régimen de calefacción en los niveles de capacidad seleccionados. Las condiciones climáticas del año tipo han sido generadas por el programa TRNSYS mediante la subrutina TYPE 54 (Weather Data Generator) a partir de los valores medios mensuales de tres magnitudes: temperatura seca, humedad específica y radiación sobre superficie horizontal. Como puede comprobarse, el nivel de coincidencia entre los grados-día generados por el programa TRNSYS y los proporcionados por la norma UNE son bastante elevados, cifrándose la diferencia en un 5% aproximadamente.

	EN	FEB	MARZ	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
I [MJ/m2 dia]	5,1	7,9	12,4	16	18,7	21,5	23	20,7	16,7	10,1	6,5	4,5
W[kg/Kg aire seco 10 ⁴	40	41	45	47	57	72	81	82	76	63	50	42
Tse[°C]	2,5	3,8	7,1	9,2	12,2	16,5	19	18,8	16,2	11,3	6,5	3,4

tabla 6.1 Estimación año tipo climatológica Panticosa



-1.memoria-

Se presenta ahora el estudio de cargas térmicas para esta estimación, según las directrices del capítulo 5.2 calefacción.

REGIMEN CALEFACCION														
ESTIMACION DEMANDA MEDIA MENSUAL														
CERRAMIENTOS	ALTA CARGA	w	2124	1975	1596	1355	1010	517	230	253	551	1114	1665	2021
	BAJA CARGA	w	20648	19197	15514	13170	9822	5022	2232	2455	5357	10826	16183	19643
VENTILACION	ALTA CARGA	w	12472	11596	9371	7955	5933	3034	1348	1483	3236	6540	9776	11866
	BAJA CARGA	w	9751	9066	7327	6220	4638	2372	1054	1160	2530	5113	7643	9277
PROPIA INSTALACION		w	2700	2510	2028	1722	1284	657	292	321	700	1416	2116	2568
FACTOR SEGURIDAD		w	900	837	676	574	428	219	97	107	233	472	705	856
TOTAL DEMANDA MEDIA/MES W		w	48595	45181	36512	30996	23116	11821	5254	5779	12609	25480	38088	46231

tabla 6.2 Estimación demanda calefacción tipo climatológica Panticosa

Los campos señalados en amarillo representan las demandas medias correspondientes al régimen de calefacción anuales.

Se procede ahora a la selección de la bomba de calor más adecuada para nuestro caso, basandonos primeramente en la demanda frigorífica máxima necesaria en el edificio. Para una potencia frigorífica necesaria de 87Kw, seleccionamos un equipo de bomba de calor carrier con una capacidad frigorifica de 87 Kw. El modelo es el 30RH 080 (Tagua=7°C, Tcondensador=40°C).

Tse[°C]	Cap integrada[Kw]	Pot consumida unidad[Kw]	COP	EXTRAPOLACION DATOS				
-5,0	41,2	27,5	1,50	COEFICIENTESCAPACIDAD	a	1,316	a'	0,831
0,0	51,6	28,3	1,82		b	31,967	b'	30,3
7,0	78,0	30,6	2,55	COEFICIENTES COP	c	0,0317	c'	0,0248
10,0	84,0	30,9	2,72		d	2,72	d'	2,496

Según los datos aportados por el fabricante extrapolamos los datos para calcular las magnitudes fundamentales de nuestro equipo en las condiciones anuales medias de nuestra localidad-

Tse [°C]	2,5	3,8	7,1	9,2	12,2	16,5	19	18,8	16,2	11,3	6,5	3,4
CAPACIDAD CALORIFICA INTEGRADA Kw	32,38	33,46	41,31	44,07	48,02	53,68	56,97	56,71	53,29	46,84	40,52	33,13
COP	2,56	2,59	2,95	3,01	3,11	3,24	3,32	3,32	3,23	3,08	2,93	2,58



-1.memoria-

Con estos datos procedemos a calcular el COP medio estacional del régimen de calefacción de nuestro hotel (recordemos de los campos señalados en amarillo). El COP medio estacional se calcula como:

$$\text{COP medio estacional} = Q_{\text{calef}} / (W_{\text{bc}} + W_{\text{r el}})$$

REGIMEN CALEFACCION. COP MEDIO ESTACIONAL					
Tse	2,5	3,4	3,8	6,5	11,3
capacidad bomba	32,39	33,14	33,47	38,09	46,77
demanda calorifica	48,60	46,23	45,18	38,09	25,48
consumo equipo	29,33	30,45	30,95	34,33	40,33
aporte R apoyo	16,21	13,10	11,71	-	-
COP medio est	1,0672	1,061673	1,05905	2,93	3,08

para comparar este sistema con otros, empleamos la gráfica de aprovechamiento de energía primaria, que nos sirve de parámetro comparativo entre sistemas sobre la eficiencia energética del mismo. Según Recknagel, este aprovechamiento puede ser medido como:

Caldera de calefacción de condensación (Gasóleo): $\zeta = 0,96$

Bomba de calor Eléctrica: $\zeta = 0,3 * \text{COP}$

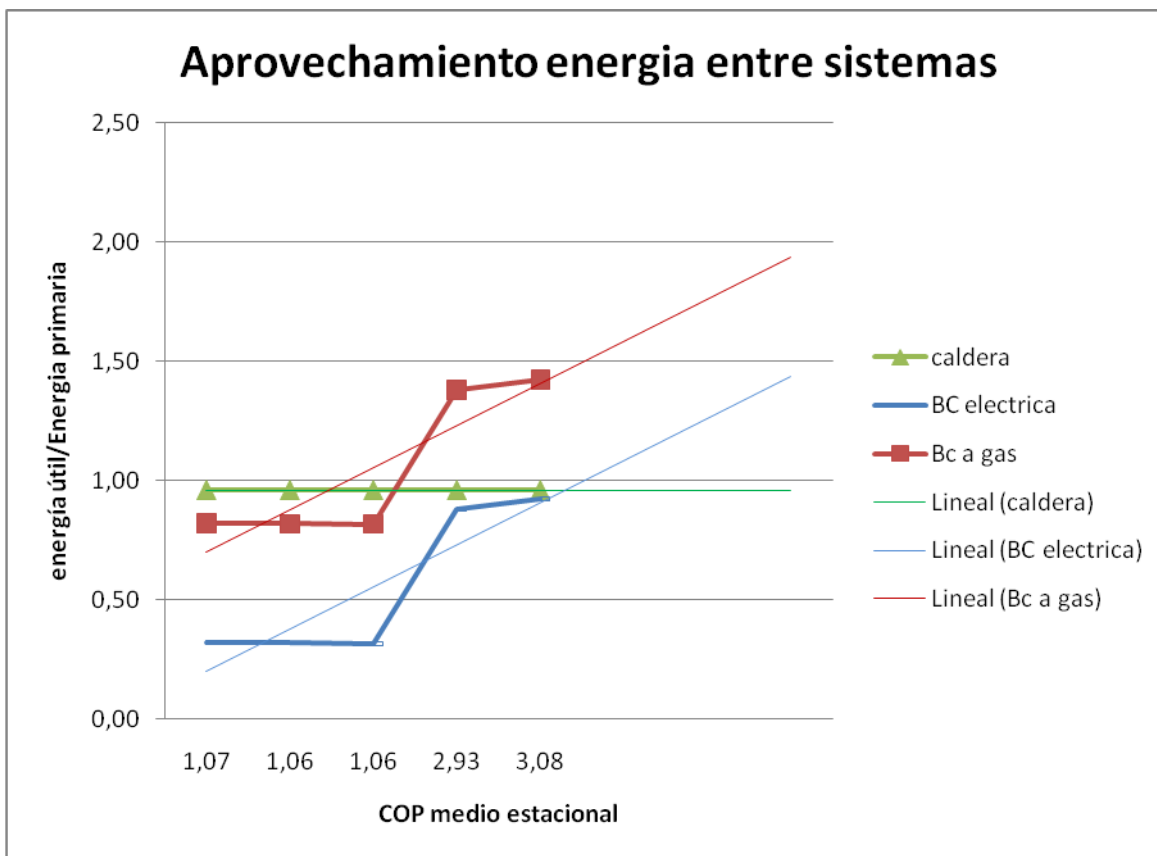
Bomba de calor con motor a gas: $\zeta = 0,3 * \text{COP} + 0,5$

siendo

ζ = ratio de energía útil/ energía primaria.

El valor para realizar esta comparación debe ser el COP medio estacional ya que debe tener en cuenta las variaciones con la temperatura del foco frío, los ciclos de desescarche y los periodos de funcionamiento de las resistencias de apoyo. Se presenta la siguiente tabla de resultados:

GRAFICA COMPARATIVA APROVECHAMIENTO E PRIMARIA						
COP medio estacional		1,07	1,06	1,06	2,93	3,08
BC eléctrica	Eu/Ep	0,32	0,32	0,32	0,88	0,92
BC gas		0,82	0,82	0,82	1,38	1,42
caldera condensación gasóleo		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96



De la tabla y gráfica obtenemos que la bomba de calor eléctrica supone un ahorro de energía a partir de COP medios estacionales de 3,2, y la bomba de calor a gas supone un ahorro de energía a partir de COP medios estacionales en torno a 1. El COP medio estacional medio para todo el régimen de calefacción tiene un valor de 1,84 lo que nos hace descartar la bomba de calor eléctrica. Por otro lado, al no disponer de red de gas barata, nos hace decantarnos por la opción de caldera de condensación de gasóleo, que se muestra como la mejor opción en términos de eficiencia energética para nuestro sistema de producción. Como resumen podremos determinar el ahorro de energía primaria si :

$$\eta_{\text{electrico}} \times \text{COP}_{\text{bc}} > \eta_{\text{caldera}}$$

Siendo el COP bc el correspondiente al COP medio estacional del sistema.

Otros factores a evaluar son que el sistema B compuesto de enfriadora y caldera, presenta una mejor regulación, en términos de rendimiento, al disponerse de varias calderas conectadas en paralelo, y presenta una mejor adaptación a los estados intermedios de carga que la opción con bomba de calor, debida a que la inversión del ciclo no es tan flexible como una producción independiente de frío y calor. Otros factor a tener en cuenta es el ruido. Con la opción bomba de calor el ruido que soporta el edificio es menor, puesto que sólo tenemos un equipo. Esto, pese a



-1.memoria-

que es importante para nosotros, no es decisivo, ya que está previsto situar los equipos en cuartos técnicos lo suficientemente alejados de las zonas habitables y aislados acústicamente para que esto hecho no cause un agravio al confort del edificio. Por otro lado, mencionar que el espacio no es condicionante en nuestro edificio, por la cantidad de espacio técnico del que disponemos.

6.1.2 OPCIÓN ELEGIDA.

Según el apartado anterior se ha elegido un sistema donde la producción de calor se realiza por medio de caldera, seleccionaremos tipo condensación y la producción de frío se realiza por medio de una enfriadora. alternativa refrigerada por aire.

El ciclo de compresión, intenta aproximarse al ciclo ideal de Carnot, intentando minimizar las ineficiencias inevitables de toda máquina. Dispone de una zona de evaporación y otra de condensación, unidas mediante el compresor y cerrándose el ciclo mediante una laminación. En la evaporación es donde se produce el frío necesario para la climatización y en la condensación es donde se cede el calor extraído de los locales. Se aplica una pequeña simplificación en nuestro estudio, al considerar similares la temperatura seca exterior y la húmeda. Se considera un error pequeño dadas las condiciones de humedad relativa de la localidad.

-Caldera

En este caso se ha seleccionado una caldera de condensación de gasóleo. Las calderas de condensación son calderas de alto rendimiento (110% PCI), basado en el aprovechamiento del calor de condensación de los humos de la combustión. Esta tecnología aprovecha el vapor de agua que se produce en los gases de combustión y lo devuelve en estado líquido.

El proceso de condensación es un cambio de fase de una sustancia del estado gaseoso (vapor) al estado líquido. Este cambio de fase genera una cierta cantidad de energía llamada "calor latente". El paso de gas a líquido depende, entre otros factores, de la presión y de la temperatura. La condensación, a una temperatura dada, conlleva una liberación de energía, así el estado líquido es más favorable desde el punto de vista energético.

Con una caldera clásica de tipo atmosférico, una parte no despreciable del calor latente es evacuada por los humos, lo que implica una temperatura muy elevada de los productos de combustión del orden de 150°C. La utilización de una caldera de condensación permite recuperar una parte muy grande de ese calor latente y esta recuperación de la energía reduce considerablemente la temperatura de los gases de combustión para devolverle valores del orden de 65°C limitando así las emisiones de gas contaminantes.

En comparación con las calderas convencionales, gracias a esta tecnología se consigue un ahorro de hasta el 30% en el consumo de energía y se reducen, hasta en un 70%, las emisiones de óxido de nitrógeno (NOx) y dióxido de carbono (CO2). Una caldera de condensación obtiene una eficiencia de rendimiento de entre un 84 y un 92 por ciento, comparado con una caldera tradicional, que obtiene un 78 por ciento y una caldera de combustión clásica que obtiene de 55 a 65 por ciento. Las calderas de condensación consiguen rendimientos de hasta el 108 %



-1.memoria-

(s/PCI), cuando con el sistema tradicional de combustión raramente se sobrepasa el 91 % a potencia máxima. Este aumento de rendimiento es aún más interesante cuando se trabaja en potencias bajas ya que la caldera no arrancará tantas veces como lo haría una convencional. Esto se consigue gracias a que la potencia mínima de encendido es menor. Además, incluso en potencias bajas se logran rendimientos altos (108 %), lo que no ocurre con los sistemas tradicionales (86 %).

En la práctica esta condición de rendimiento máximo a potencia mínima resulta muy útil: cuando más consume una caldera mixta es trabajando en calefacción y en general en potencias muy bajas (de mantenimiento), con lo que se consigue un ahorro entre un 15 % y un 20 % respecto a la combustión convencional

La disminución importante de la temperatura del vapor sobre las calderas de condensación (temperaturas que pueden descender hasta 30º) permite la utilización de la parte de calor sensible del gas de combustión y reduce de manera importante las pérdidas por vapor

El nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, RITE, aprobado desde el pasado 1 de marzo de 2008 fomenta la instalación de calderas eficientes, es decir, que reduzcan la emisión de contaminantes. Entre este tipo de calderas se encuentran las calderas de condensación.

El siguiente gráfico procedente de "Calderas de condensación" artículo técnico del portal www.caloryfrio.com presenta los datos comparativos fundamentales entre calderas de condensación y caldera convencional, adaptado a nuestra aplicación. Una vez cotejados se muestran a continuación:



Zona	Con clima continental					
Tipo de habitación	Residencial					
Superficie en m2	160	118,9	107,5			
Temp. mín. ext. en °C	-15	-15	-15			
Temp. interiors en °C	20	20	20			
Consumo en KWh/ año	25.692	19.093	17.222			
Rendimiento caldera clásica	90%	81%	90%	81%	90%	81%
	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI
Rendimiento caldera de condensación	109%	98%	109%	98%	109%	98%
	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI	sobre el PCI
Consumo en KWh/ año por caldera clásica	31.719	23.571	21.6721			
Consumo en KWh/ año por caldera de condensación	26.217	19.482	17.573			
Diferencia	5.502	4.089	3.688			
Diferencia en %	17,35 %					

estos datos terminan de justificar la opción elegida.

El combustible elegido para la caldera es el gasóleo, ya que en la zona no disponemos de red de gas natural en la zona,. por estar en una zona de alta montaña. Se valora la opción eléctrica o de gasóleo. Se opta por la opción de gasóleo por diversos factores. Se puede transportar fácilmente a lugares menos accesibles, tiene al igual que el gas natural un alto rendimiento, que



-1.memoria-

nos reportara menores gastos de operación que el uso eléctrico y por contra nos asegura continuidad en el servicio, ya que no dependemos de la suministradora eléctrica.

Para lograr mayores rendimientos mediante la tecnología de condensación se debe procurar que la temperatura del agua de retorno sea lo menor posible, ya que así la diferencia de temperaturas de condensación y evaporación será mayor y por tanto habrá mayor intercambio térmico.

Debemos tener en cuenta que esta temperatura no debe ser demasiado baja ya que se producirían problemas de condensación en los tubos. Para ello se instalan tubos de doble pared con aletas, así las micro cámaras creadas evitan este efecto negativo.

Tal y como aconseja el RITE en materia de fraccionamiento de la potencia, seleccionamos tres calderas conectadas en paralelo. De esta manera permitiremos funcionar al máximo rendimiento posible para estados de carga parcial, realizando un aprovechamiento máximo de la energía.

Se eligen dos calderas de condensación combustible gasóleo, de la marca WOLF, dos unidades de modelo COB 29. La regulación se realiza mediante el módulo del fabricante, específico para equipos en secuencia, como es el caso. Los equipos seleccionados son:

MARCA: Wolf

MODELO: COB 29

POTENCIA a 50/30°C etapa 1/2 KW: 19.6/29.6

RENDIMIENTO ESTACIONAL: 105/99%

Homologación CE: CE-008 SB502326

Temperatura salida/entrada: 50/30 °C

Pérdida de carga: 55 pa

Presión máxima de trabajo: 3 bar

Caudal másico de humos etapa 1/2 g/s: 9,05/13,33

Temperatura de humos etapas 1/2: 40-64 °C

Protección: IP20

Filtro de gasóleo: Siku max 40 um

PESO : 99 Kg



-1.memoria-

-Enfriadora

En la selección del equipo se han tenido en cuenta los siguientes factores: la capacidad de refrigeración en el evaporador es reducida, en torno a las 85,9 KW, las temperaturas exteriores en el edificio esperadas son bajas, una necesidad de un control preciso del equipo, así como la exigencia de los elementos de seguridad necesarios para el uso seguro del mismo tanto para las personas como para el medio ambiente, un fácil manejo para los operarios de mantenimiento, la flexibilidad del equipo para adaptarse a estados de carga parcial del edificio, la caída de presión en las tuberías, la inexistencia de fuentes de agua cercanas al edificio, como agua de pozo y la inexistencia de red de gas natural.

Dada la capacidad requerida, que consideramos baja frente a otras aplicaciones pesadas, se opta por elegir una máquina enfriadora alternativa, puesto que se comporta de manera excelente en este rango de capacidad, dejando otros tipos de enfriadora como máquinas centrífugas o de absorción para aplicaciones con capacidades mayores. Se opta por una máquina hermética, es decir un modulo que incorpora todos los elementos necesarios para su funcionamiento, lo que simplifica la instalación reduciéndola a operaciones directas como la conexión de la alimentación eléctrica y de las tuberías de alimentación y retorno de agua enfriada. Además en esta opción no se dan problemas de montaje entre elementos interiores, los compresores no dan lugar a problemas de montaje del motor, alineación del acoplamiento, ni tampoco de lubricación del motor y fugas de refrigerante en el prensaestopas. Por otro lado tiene superficies desmontables de manera que se puedan realizar las operaciones de mantenimiento y reparaciones in situ.

El tipo de compresor que lleva instalado el equipo es de tipo Scroll, que se caracterizan por un bajo nivel sonoro y gran fiabilidad. La potencia del motor está adaptada a la que necesita el compresor con un determinado refrigerante por lo que el motor no se sobrecarga cuando la unidad trabaja en las dentro de los límites de funcionamiento. El motor se refrigera mediante gas de aspiración. Además el uso de dos compresores por circuito permite una reducción de la corriente de arranque y de la potencia absorbida total.

En cuanto a la unidad de condensación, se trata de un condensador enfriado por aire. Fundamentalmente basamos esta decisión al no disponer de agua de pozo y el uso de torres de refrigeración está descartado dado el tamaño de la aplicación y las bajas temperaturas exteriores al tratarse de un edificio ubicado en alta montaña. Por otro lado otros factores importantes apoyan esta decisión: Según Carrier, el uso de este tipo de sistema de condensación está recomendado en sistemas cuyo servicio es infrecuente o incompleto, ya que los costes de entretenimiento son menores. Análogamente, con muchas horas de funcionamiento y cargas ligeras es preferible también este sistema ya que los costes de funcionamiento son mucho menores que con otros sistemas condensados por agua. Estos dos perfiles encajan con el uso de nuestro edificio. Por último se tiene en cuenta el posible funcionamiento del equipo con temperaturas bajas exteriores, ya que en tal caso, el equipo no presentaría problemas de congelación del agua.

El refrigerante empleado es el HFC-407C, que no perjudica la capa de ozono y sustituye al R-22 en aplicaciones de acondicionamiento de aire de capacidad pequeña y media como es la que nos ocupa. Según datos del fabricante del equipo, este ofrece la misma fiabilidad y un rendimiento



-1.memoria-

ligeramente superior al del R-22, para este rango de aplicación.

Se busca un equipo que se adapte a los diferentes estados de carga intermedio, para lo cual es imprescindible un efectivo sistema de control de la capacidad en el compresor. Se opta por el uso de compresores múltiples. Este método de control nos aporta las siguientes ventajas: se equipa la máquina con un motor de una sola velocidad que funcione continuamente con su mejor rendimiento. Se puede disponer de un equipo de reserva que permite el funcionamiento con carga parcial en caso de avería y por último es de destacar que los compresores se pueden arrancar sucesivamente para limitar la sobrecarga de la corriente de arranque..

La unidad lleva incorporada un sistema de control numérico que vigila constantemente todos los parámetros de la máquina y dispositivos de seguridad y gestiona con precisión el funcionamiento de los compresores y ventiladores para conseguir una eficiencia energética óptima. También controla el funcionamiento de la bomba de agua. Además El sistema optimiza permanentemente los tiempos de funcionamiento del compresor de acuerdo con las características de la aplicación (inercia del circuito de agua) e impide un número de ciclos excesivo.

Tras esto se elige un equipo acorde con estas características. El equipo elegido tiene estas especificaciones:

MARCA: Carrier

MODELO: 30RA-90 B

CAPACIDAD FRIGORIFICA NETA [KW]: 89

POTENCIA ABSORBIDA COMPRESOR [KW]: 31.6

POTENCIA ABSORBIDA UNIDAD [KW]: 34

T salida agua [°C]:7°C

CAPACIDAD MINIMA [%]: 25

Eficiencia energética estacional [Kw/Kw]: 3.86

Potencia de sonido, [dB(A) 10⁻¹² W]: 89



-1.memoria-

-Climatizadores

Desde el sistema de producción se conduce el fluido caloportador, agua, hasta los climatizadores, donde se produce el intercambio térmico con el aire de climatización. Los climatizadores elegidos son de tipo estándar, marca TROX serie TKM-50 o similar, especialmente seleccionados para instalación apoyados en suelo mediante antivibratorios para amortiguar el sonido.

Estos, están constituidos por un bastidor autoportante de chapa de acero galvanizado pintado, con esquinas de aluminio inyectado y junta de estanqueidad perimetral integrada. Paneles de cierre tipo sandwich con chapa interior galvanizada de 0,5mm de espesor y aislamiento intermedio de lana mineral de 25mm. Estos paneles están fijados al bastidor con tornillos, de modo que quedan enrasados con el mismo, tanto interior como exteriormente, obteniéndose así superficies lisas que permiten una fácil limpieza de los equipos. Las Puertas son de la misma ejecución que los paneles, dotadas de bisagras y manetas de apertura rápida.

Poseen Sección de acceso al mismo, es decir, una sección vacía dotada de puerta cuya finalidad es la de permitir el acceso al interior del climatizador para poder realizar trabajos de mantenimiento y limpieza de los componentes del climatizador.

Estos climatizadores se caracterizan por un bajo nivel sonoro ya que la entrada de aire se realiza a través de un silenciador con el fin de atenuar el ruido que se emite al ambiente, para ello posee unas celdillas tipo MKA-100, formada por un marco de chapa de acero galvanizado y lana mineral en su interior hasta velocidades de 20 m/s y con una impregnación que la hace resistente a la humedad, correspondiente a la clase A2 de material según DIN102 (incombustible)

Poseen dos ventiladores centrífugos de doble oído con motor monofásico incorporado por unidad. La elección de los mismos se basa en función de la pérdida de carga calculada en el "anejo de cálculos" de cada red de conductos, para el ramal más desfavorable incluido el elemento terminal del mismo. Los ventiladores están aislados de la carcasa del climatizador mediante antivibratorios. Las bocas de los ventiladores se unen a la pared por medio de una junta flexible, con el fin de evitar la transmisión de las vibraciones de los mismos al resto del equipo. Estos se regulan mediante variadores de frecuencia electrónicos.

También incluyen dos baterías, una de frío y otra de calor, que realmente se tratan de intercambiadores de calor agua-aire, construidas con marco de acero galvanizado, tubos de cobre y aletas de aluminio con un diseño adecuado para aumentar la turbulencia del aire al pasar por las mismas y por tanto se consigue un coeficiente de intercambio térmico óptimo. La batería de frío se monta sobre una bandeja de recogida de condensados fabricada en acero inoxidable AISI 304. El desagüe de la misma estará conducido convenientemente a la evacuación de pluviales cercana, con su correspondiente sifón, con tubo circular construido en material de PVC rígido. En el lado de inspección disponen de una pared independiente, fijado al bastidor mediante tornillos para, en caso necesario, permitir su extracción sin que se vea afectada ninguna otra sección del climatizador.

Incorporan células de filtro plano modelo F702 con marco metálico, clase G3 según UNE EN 779. Se trata de filtros desechables con marco de cartón sobre carriles de chapa de acero galvanizado. Presentan unas propiedades de resistencia mecánica 2A, estanqueidad de la carcasa de tipo B, transmisión térmica T3 y puente térmico TB3.



-1.memoria-

Debido a la obligatoriedad impuesta por el R.I.T.E de incorporar un sistema de recuperación de parte del calor del aire de extracción a partir de caudales de aire de $1800\text{m}^3/\text{h}$. Con este objeto se decide por incorporar un módulo recuperador de energía en el propio climatizador, consistente en un recuperador entálpico rotativo. Este tipo de recuperador funciona por transmisión aire-aire. Cabe decir que con este tipo de recuperador, podemos transferir tanto calor latente como sensible. Dicho módulo nos permite generar un importante ahorro energético puesto que nos permite transferir parte del calor del aire interior saliente (aire de extracción) al aire fresco procedente del exterior. Recuperamos así parte de la energía calorífica inherente al flujo de aire saliente, que perderíamos en su totalidad de no existir este módulo de recuperación. EL principio de funcionamiento de estos recuperadores se efectúa por termoacumulación a través de una masa de aluminio. Tiene elevadas eficiencias, concretamente de una eficiencia de intercambio del 70%. El detalle de cálculo del ahorro energético conseguidos se muestra en el capítulo 9 "medidas ahorro energía" del presente documento. El módulo de recuperación de energía presenta las siguientes características:

Tipo rotacional

eficiencia media: 70%

pérdida carga: 140 Pa

Rotor Aluminio

Adicionalmente cada climatizador incluye una batería de free-cooling que permite el enfriamiento gratuito por aire exterior. Este sistema se usa básicamente para cubrir las cargas internas en refrigeración del edificio. La batería de free-cooling compara las condiciones de Temperatura o Entalpía del aire exterior e interior, escogiendo el más favorable para introducirlo en el local. Es especialmente interesante en épocas intermedias y horas externas del día, y cuando existe alta carga interna de equipos u ocupación presentando interesantes ahorros energéticos. La sección está provista de tres compuertas de regulación modelo JZ-B (laminas en oposición), una para la expulsión del aire de retorno situada en la parte superior o en un lateral, otra frontal para la recirculación del aire y una tercera para la aspiración del aire exterior, situada en la parte superior o en un lateral.

Se prevén dos climatizadores que servirán para realizar el tratamiento del aire que va a abastecerse a cada una de las zonas de carga térmica del edificio, respectivamente. Se consideran como datos de diseño el caudal de aire primario en cada zona, la potencia térmica necesaria en ambas zonas a tratar por las baterías y la pérdida de carga en el circuito más desfavorable de la zona para la selección del ventilador. Se selecciona según esto los siguientes equipos:



-1.memoria-

CLIMATIZADOR 01. BAJA CARGA TÉRMICA.

MARCA: TROX

MODELO: TKM-50 tamaño 8

POTENCIA: 9,2 Kw

CAUDAL AIRE: 18.818,1 m³/h

Tagua batería frío: 7/12 °C

Tagua batería calor: 50/45°C

CAUDAL AGUA batería frío: 15,6 m³/h

CAUDAL AGUA batería calor: 9,2 m³/h

CLASE FILTRO: F702 G3

PÉRDIDA CARGA FILTRO: 150 pa

PRESION ESTÁTICA VENTILADOR: 800 pa

VELOCIDAD GIRO VENTILADOR: 849 r.p.m

POTENCIA ABSORBIDA VENTILADOR: 7,2 Kw

POTENCIA CONSUMIDA MOTOR: 9,2 Kw

NIVEL SONORO: 89dB



-1.memoria-

CLIMATIZADOR 02. ALTA CARGA TÉRMICA.

MARCA: TROX

MODELO: TKM-50 tamaño 3

POTENCIA: 3 Kw

CAUDAL AIRE 3.864 m³/h

Tagua batería frío: 7/12 °C

Tagua batería calor: 50/45°C

CAUDAL AGUA batería frío: 12,4 m³/h

CAUDAL AGUA batería calor: 10,45 m³/h

CLASE FILTRO: F702 G3

PÉRDIDA CARGA FILTRO: 150 pa

PRESION ESTÁTICA VENTILADOR: 750 pa

VELOCIDAD GIRO VENTILADOR: 1415 r.p.m

POTENCIA ABSORBIDA VENTILADOR: 2,02 Kw

POTENCIA CONSUMIDA MOTOR: 3 Kw

NIVEL SONORO: 88 dB



6.2 CIRCUITO SECUNDARIO. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Debido a la existencia de dos zonas bien diferenciadas en cuanto a uso y ocupación dentro del edificio, con objeto de realizar una adaptación óptima se elaboran dos sistemas de acondicionamiento de aire diferentes, uno para cada zona de carga térmica. Las consideraciones realizadas en el diseño de ambos sistemas son el confort, la salubridad y la seguridad de los ocupantes del local, la eficiencia energética del sistema y por último los costes de inversión, operación y los de mantenimientos derivados.

Se pretende con esto que el sistema elegido para cada zona proporcione un ambiente de temperatura, humedad, movimiento de aire, limpieza, ventilación y condiciones acústicas correctas.

6.2.1. SISTEMA BAJA CARGA TÉRMICA

6.2.1.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Esta zona comprende el espacio del edificio dedicado a la zona de habitaciones y sus espacios comunes. Consideramos que esta zona tiene un uso común para todos sus ocupantes, que es la función residencial. El espacio cuenta con muchas zonas exteriores y funciona durante las 24 horas del día. Para esta zona consideramos fundamental lograr una distribución silenciosa del aire, y amplios requisitos de ventilación. Todos los sistemas deberán estar acústicamente aislados. Por otro lado se hace necesario encontrar un sistema altamente flexible, independiente para cada local, y que su funcionamiento particular no afecte al sistema global. También consideramos fundamental la necesidad de un control individual en las condiciones del ambiente para cada local.

De todos los sistemas de acondicionamiento de aire posibles, los sistemas que se adaptan perfectamente con estos criterios son los sistemas aire-agua. Dentro de estos sistemas tenemos dos principales, el sistema de unidades de inducción y el sistema a base de ventilador-serpentin con aire primario pre-tratado. El comportamiento de este sistema global es comparable al del sistema de inducción con conversión o conmutación de ciclos de funcionamiento.

Ambos sistemas son adecuados para edificios de varios pisos, y muchas habitaciones, como es el caso de la zona. El sistema de ventilador-serpentin está recomendado cuando las propiedades técnicas del sistema son más importantes que el coste inicial o de adquisición ("manual de aire acondicionado, Carrier").

Estos sistemas requieren menos espacio de instalación, ya que el uso de agua para promover la mayor parte de las necesidades de refrigeración reduce el caudal de aire distribuido en cada espacio, en comparación con el caudal de aire distribuido en sistemas todo aire. Por otro lado la circulación de aire en las habitaciones será constante, ya sea por la elevada inducción de las habitaciones en el caso del sistema de inducción, o por el sistema de ventilación-extracción diseñado en el caso del uso de ventilo-serpientes. Además puede ser distribuido menor caudal



-1.memoria-

de aire primario a alta velocidad sin aumentar la potencia, con respecto a otros sistemas que utilizan mucho más aire con una red convencional de conductos de distribución.

Se eliminan las corrientes descendientes en invierno. Para el segundo sistema, se colocan difusores líneales a lo largo de los cerramientos exteriores de la zona que suministren el aire primario pre-tratado, con la consiguiente eliminación de las corrientes descendentes del aire de las ventanas en invierno. De esta manera introducimos el aire necesario de ventilación, pretratado y cumplimos una doble función. Ambas soluciones cumplen técnicamente esto, pero la más aconsejable en cuanto a mejor distribución del aire interior corresponde a la del sistema de ventilo-serpientes. Cabe decir que se comporta mejor en estos casos para regiones de bajas temperaturas exteriores de diseño de proyecto en invierno.

Ambos sistemas tienen control individual de temperatura de las habitaciones, ya que cada habitación constituye un modulo. El sistema de ventilo-serpientes presenta un control idóneo para el control de temperatura de las habitaciones a causa de que cada unidad tiene un serpentín incorporado de calefacción y refrigeración proyectado para agua fría y caliente. Por otro lado, el sistema de cuatro tubos para distribución del agua presenta costes de operación menores, reduce al máximo los problemas hidráulicos de serpentín partido y permite una mejor respuesta y más rápida a los ajustes del termostato. Por otro lado no presenta las dificultades operativas del cambio invierno-verano del sistema de inductores.

Podemos decir en general que el sistema de ventilo-serpientes, genera mejores propiedades técnicas y una mejor distribución interior del aire en la zona a climatar. Por otro lado presenta un mejor y más eficaz control individual de la temperatura. Es un sistema cuya inversión inicial es menor con respecto al sistema de inducción.

Pese a esto, el sistema de ventilo-serpientes presenta ciertas desventajas con respecto al sistema de inducción que hay que estudiar.

El sistema de inducción presenta un funcionamiento silencioso, ya que todos los ventiladores y otros componentes rotativos están situados a distancia de la zona acondicionada. Ciertamente la unidad ventilo-convector presenta mayor nivel sonoro ya que en su interior contiene un ventilador, y obviamente el uso de estas unidades implica un mayor ruido en la zona a acondicionar. Esto puede constituir un grave problema dependiendo de los niveles sonoros que alcancen las unidades en su funcionamiento. Realizando un estudio de las unidades a emplear, se tienen que para las condiciones más desfavorables de diseño, las unidades no sobrepasan los valores límite sonoros para una habitación, con lo que el nivel sonoro de los ventilo-convectores no supone un problema para este proyecto particular. Estos niveles vienen dados según la tabla 24 "niveles sonoros permitidos de presión acústica ponderados. A" de las normas UNE-EN 13779. A continuación se presenta la tabla justificativa que apoya dicho hecho.

PLANTA	HABITACIÓN	niv Sonoro Max [dB]	niv sonoro Fancoil máx [dB]
sótano -1	A	30 a 40	35
sótano -1	B	30 a 40	35
sótano -1	C	30 a 40	35
sótano -1	D	30 a 40	35



-1.memoria-

sótano -1	E	30 a 40	35
sótano -1	Zona común	35 a 45	35
baja	A	30 a 40	35
baja	B	30 a 40	35
baja	C	30 a 40	35
baja	D	30 a 40	35
baja	E	30 a 40	35
baja	F	30 a 40	35
baja	Zona común	35 a 45	35
primera	A	30 a 40	35
primera	B	30 a 40	35
primera	C	30 a 40	35
primera	D	30 a 40	35
primera	E	30 a 40	35
primera	F	30 a 40	35
primera	Zona común	35 a 45	35
segunda	A	30 a 40	35
segunda	B	30 a 40	35
segunda	C	30 a 40	35
segunda	D	30 a 40	35
segunda	E	30 a 40	35
segunda	F	30 a 40	35
segunda	Zona común	35 a 45	35



-1.memoria-

tercera	A	30 a 40	35
tercera	B	30 a 40	35
tercera	C	30 a 40	35
tercera	D	30 a 40	35
tercera	E	30 a 40	35
tercera	F	30 a 40	35
tercera	Zona común	35 a 45	35

El mismo hecho de que los inductores no contengan elementos mecánicos, ni ventiladores ni motores, este sistema no presenta mantenimiento en las habitaciones. La mayoría de estas habitaciones queda centralizada. Por contra el sistema de ventilo-convectores si requiere un mínimo mantenimiento anual para estas unidades, que en la práctica supone una revisión anual y limpieza de filtros. Hecho que no es sustancial ya que se prevee personal de mantenimiento fijo en el edificio.

Por último se analiza el hecho de que con el sistema de inducción, la deshumectación es centralizada, con lo que no existen condensados en las baterías. Con esto se minimizan los problemas de retención de olores y de corrosión. El sistema de ventilo-convectores si presenta condensados, pero una buena instalación de desagüe de condensados , previendo sifones y desagües desde el momento del proyecto, elimina este problema.

Otro factor que limita la implantación de inductores es la necesidad de vencer en cada unidad inductora elevadas pérdidas de carga en la impulsión de aire primario, ya que las zonas tratadas por inductor son de dimensiones considerables, requiriendo grandes caudales de aire primario. Debido a estos requerimientos , se opta por un sistema de distribución de aire de impulsión independiente del elemento agua-aire, recurriendo al sistema de ventiloconvectores y sistema de impulsión de aire independiente. De esta manera distribuimos mejor el aire primario en la zona y cada difusor asume una parte de dicha pérdida de carga y caudal primario impulsado.

Una vez evaluados los dos sistemas, se opta por el sistema basado en ventilador-serpentin, puesto que presenta mejores propiedades técnicas y de distribución de aire. Asimismo, podemos asumir hidráulicamente las pérdidas de carga en cada difusor de impulsión de aire primario. Por otro lado presenta unos costes de inversión menores que el sistema de inductores. También se tiene en cuenta la facilidad de implantación del sistema, ya que el sistema de inductores no es un sistema conocido por los instaladores habituales, con lo que la inversión inicial para este sistema puede verse muy incrementado por este hecho, al contratar instaladores especializados.



6.2.1.2 DESCRIPCIÓN SISTEMA

El sistema elegido para esta zona se trata de un sistema a base de fan-coils, que constan de dos baterías en la unidad, una para frío y otra para calor. Las unidades están instaladas en el falso techo, enrasadas con el techo de la habitación, y situadas en el pasillo central de la habitación. La distribución de agua es a base de un sistema de cuatro tubos, que alimentan las baterías de cada unidad, desde el sistema de producción central. El circuito de agua funciona contrarrestando la ganancia térmica por calor solar, alumbrado, ocupantes y máquinas.

El sistema de suministro de aire primario es independiente de la unidad ventilador-serpentín, situando difusores lineales en la periferia de la habitación, debajo de las ventanas, con objeto de eliminar corrientes descendientes en invierno. Este aire primario está tratado para contrarrestar las cargas debidas a ventilación tanto en verano como en invierno. Esta situación es ventajosa, puesto que permite un control individual óptimo de la temperatura de la zona, y crea una distribución de aire favorable al confort, puesto que elimina las corrientes de aire molestas al ocupante de la sala (por su espalda). Además permite una atemperación mínima de la habitación, con lo que el confort es máximo. El aire mínimo de ventilación se introduce al espacio por medio de estos difusores periféricos.

6.2.1.3 CAUDALES AIRE

6.2.1.3.1 AIRE PRIMARIO

La corriente de aire primario acondiciona el aire y suministra una mezcla de aire exterior y retorno a los terminales de la habitación. El aparato contiene filtros para limpiar el aire y serpentines de recalentamiento para atemperar el aire frío de invierno y un deshumectador para eliminar el exceso de humedad y enfriar el aire de suministro. La corriente de aire primario encuentra un serpentín de recalentamiento (batería de calor de UTA de zona) controlado por una disposición de termostato piloto-subpiloto, cuya función es ajustar la temperatura del aire para adaptarla a los efectos de transmisión del edificio. En este sentido calculamos los caudales primarios necesarios.

Determinamos el aire de impulsión de acuerdo con la relación Aire-transmisión (A/T) de las unidades. Para cada relación A/T hay un valor de recalentamiento calculado para impedir que la temperatura en cualquier habitación descienda de la mínima de proyecto.

Tal y como hemos comentado variaremos la capacidad de refrigeración y calefacción del aire primario para contrarrestar los efectos de la porción de transmisión de la carga de la habitación por recalentamiento, previamente fijada con la temperatura exterior. Cuando las cargas térmicas llegan al mínimo, se mantiene la mínima temperatura de la habitación controlando la temperatura del aire primario para contrarrestar la carga de transmisión. De esta manera nos aseguramos tener el ambiente siempre atemperado y con las cargas térmicas debidas a transmisión cubiertas en todo el espacio, de manera ajustada a cada habitación.



-1.memoria-

El procedimiento de cálculo es el siguiente. Se calcula una relación de A/T para cada unidad, igual a la razón aritmética del caudal de aire de ventilación a la transmisión total por grado a través de las superficies expuestas al exterior servida por la unidad. Se elige la relación A/T más alta por zona. El caudal para cada unidad lo obtendremos multiplicando esa relación básica A/T por la transmisión por grado correspondiente al espacio servido por la unidad.

Se agrupan los espacios en tres zonas que comprenden cargas análogas. Estas son la zona 1 que comprende los espacios ubicados en la planta sótano -1, la zona 2 que comprende los espacios ubicados en las plantas baja, primera y segunda, y la zona 3 que comprende los espacios situados en la planta de aprovechamiento de cubierta. Los caudales primarios calculados son:

PLANTA	HABITACION	Q primario [m ³ /h]
sótano -1	A	906
sótano -1	B	850
sótano -1	C	391
sótano -1	D	400
sótano -1	E	716
sótano -1	Zona común	754
baja	A	770
baja	B	553
baja	C	493
baja	D	348
baja	E	533
baja	F	427
baja	Zona común	478
primera	A	770
primera	B	553
primera	C	493
primera	D	348
primera	E	533
primera	F	427
primera	Zona común	478
segunda	A	770
segunda	B	553
segunda	C	493
segunda	D	348
segunda	E	533
segunda	F	427
segunda	Zona común	478



-1.memoria-

tercera	A	371
tercera	B	438
tercera	C	499
tercera	D	337
tercera	E	365
tercera	F	398
tercera	Zona común	866

6.2.1.3.2 AIRE EXTRACCIÓN

El aire de extracción se divide en dos corrientes por un lado una de retorno , el resto del aire de extracción es expulsado al exterior.

El aire de la zona es retornado al climatizador de aire primario ya que el caudal de aire primario excede el mínimo de ventilación para cada zona. Esta disposición constituye un medio para reducir la refrigeración, calefacción en las cargas punta.

Con el fin de poder evitar infiltraciones de aire y facilitar la salida de aire viciado al exterior, se mantendrá el edificio en sobrepresión. para ello el caudal de aire impulsado será mayor que el extraído. Consideramos que el aire extraído será el veinte por ciento menor con respecto al aire de impulsión. Los caudales de retorno y de extracción calculados son en metros cúbicos por hora:



-1.memoria-

PLANTA	HABITACION	Q primario [M3/H]	Qretorno[M3/H]	Qextraccion[M3/H]
sótano -1	A	906	464	724
sótano -1	B	850	368	680
sótano -1	C	391	6	312
sótano -1	D	400	0	320
sótano -1	E	716	263	573
sótano -1	Zona común	754	0	679
baja	A	770	309	616
baja	B	553	179	442
baja	C	493	116	394
baja	D	348	8	279
baja	E	533	0	426
baja	F	427	74	342
baja	Zona común	478	0	430
primera	A	770	309	616
primera	B	553	179	442
primera	C	493	116	394
primera	D	348	8	279
primera	E	533	0	426
primera	F	427	74	342
primera	Zona común	478	0	430
segunda	A	770	309	616
segunda	B	553	179	442
segunda	C	493	116	394
segunda	D	348	8	279
segunda	E	533	0	426
segunda	F	427	74	342
segunda	Zona común	478	0	430
tercera	A	371	0	297
tercera	B	438	116	351
tercera	C	499	169	400
tercera	D	337	32	269
tercera	E	365	10	292
tercera	F	398	32	318
tercera	Zona común	866	0	779



6.2.1.4 CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN

El objetivo de la red de conductos es el de repartir según las necesidades establecidas previamente, el aire en todos los difusores del sistema. Se trabajará con una caída de presión en el sistema adecuada al ventilador seleccionado.

Por las características constructivas del edificio, los conductos no podrán sobrepasar una altura de 400mm en zonas de falso techo, en zonas habitables. En zonas técnicas no se presenta limitación de altura en los conductos.

Por último se tratará de limitar el nivel sonoro en los conductos, para contribuir al ambiente de confort deseado en los espacios del edificio.

El material seleccionado para los conductos es el de fibra de vidrio, ya que presenta unas propiedades óptimas ante el fuego, y presenta unas buenas propiedades en cuanto a atenuación del nivel sonoro. Por otro lado presenta las ventajas de un fácil montaje y más barato que el conducto de chapa.

La suportación de los tramos se realizará con elementos comerciales, de manera que garanticen la sujeción de los tramos y minimicen la vibración de estos. Se realizará siempre que sea posible al forjado y la distancia entre soportes no será menor a 4,5m.

En cuanto al sistema de distribución, se opta por un sistema de baja velocidad y baja presión. Está compuesto de un tramo principal y otros derivados que abastecen todos los difusores proyectados. El tramo principal está diseñado de manera que reduzca al mínimo la longitud de los tramos derivados. El tramo principal está compuesto por secciones rectangulares de conducto, mientras que los derivados está compuestos de sección flexible circular. La conexión entre tramos principales y derivados se realiza mediante plenum, que también actúa como compuerta reguladora, para el equilibrado del sistema.

El método de dimensionamiento elegido para la red de conductos es el de pérdida de carga constante en toda la instalación, y se realiza de acuerdo con las consideraciones indicadas en el capítulo 7. método de cálculo de redes de conductos del presente documento.



6.2.1.5 ELEMENTOS TERMINALES

6.2.1.5.1 DIFUSIÓN

Se crea una distribución de difusores en las salas de manera que el aire descargado al espacio a acondicionar presente unas propiedades adecuadas para crear un entorno confortable a los usuarios del espacio. Se debe realizar la distribución de tal manera que se mantengan las condiciones interiores de proyecto en cuanto a temperatura y humedad relativa; La velocidad del aire en el espacio ha de ser la adecuada, para que no cree molestias a los ocupantes de la sala; Debe estar diseñado para que el movimiento de aire sea deseable; El nivel sonoro a causa de los difusores en la sala ha de estar limitado para mantener el nivel de confort exigido. Como criterios de diseño adoptamos las condiciones interiores de proyecto en los diferentes espacios. Estos son los descritos en el capítulo 2.1.2 Condiciones interiores del presente documento. En cuanto a la velocidad del aire, se establece una velocidad de aire de 0,17m/s que se considera adecuado para el uso de la zona, ya que la recomendación máxima para espacios con personas en reposo o sentadas corresponde a un valor de velocidad de aire máxima de 0,25 m/s . (Fuente Carrier). Se diseña la instalación de manera que la dirección del aire sea conveniente a los ocupantes según las indicaciones de Carrier. Estas direcciones son horizontal cara al ocupante o vertical al ocupante. Por último se tiene en cuenta que los difusores no sobrepasen un nivel sonoro. El nivel sonoro fijado como máximo es de 37 db por difusor como máximo.(Fuente France Air).

Se ópta por una distribución de aire de manera que se eliminan las corrientes en ventanas. Para ello se distribuyen periféricamente difusores alrededor de los cerramientos exteriores. Haciendo coincidir difusores cuando existan ventanas. También se da especial importancia a la ventilación de aseos de habitaciones, colocando difusores en estos espacios para mantener estas zonas especialmente ventiladas.

El proceso de diseño es el siguiente. Se divide toda la zona por habitaciones. Con el caudal primario necesario para cada habitación y los criterios de diseño ya fijados de velocidad de aire y nivel sonoro, se calcula el alcance y número de difusores por zona. Por último se distribuyen los difusores necesarios en la zona, teniendo en cuenta el alcance de los mismos y los criterios en cuanto a la distribución definidos previamente.

Se presentan dos tipos de difusores, según su localización en la habitación. Se presentan por un lado difusores lineales que presentan bocas con deflectores a ambos lados, de manera que la salida de aire es a ambos lados. Con este efecto conseguimos la eliminación de corrientes en ventana. Este tipo de difusor queda localizado colindante a los cerramientos exteriores de la zona, coincidentes con las superficies acristaladas que existan. El resto de difusores, lineales igualmente, quedan situados en zonas interiores, presentan las bocas con deflectores orientados en una sola dirección, con lo que la salida de aire se produce en dirección al interior de la sala. Todos los difusores se encuentran colocados enrasados con el falso techo, y se encuentran sujetos mediante cuatro soportes a solado.



-1.memoria-

Se presenta la tabla de cálculo y selección de difusores en el capítulo 11 Anejos de cálculo apartado 11.7 Difusores de este documento.

6.2.1.5.2 REJILLAS EXTRACCION

Se seleccionan las rejillas en base al caudal de extracción calculado por zona según el capítulo "6.2.1.3.2 AIRE EXTRACCIÓN" y la velocidad de aire a través de la rejilla. Esta depende de la pérdida de presión estática admisible y del efecto sobre los ocupantes. Dado que por criterio de diseño se colocarán estas en los aseos, y teniendo en cuenta los efectos anteriormente descritos, se adopta una velocidad recomendada por Carrier de 3 m/s.

Estas rejillas se dispondrán en pared, cercanas al suelo, para favorecer una buena inducción del aire tratado en el ambiente. Se ubicarán preferentemente en los aseos, de las zonas en las que existan estos espacios, de manera que se cree un ambiente de sobrepresión y la corriente de aire circule hasta estos espacios, siendo que todas las zonas se encuentran en sobrepresión, como ya se ha comentado. Esta disposición favorece una extracción eficaz de cada espacio tratado, así como mantiene el ambiente y el aire limpio de olores.

Se selecciona una rejilla compacta, en la que el bastidor frontal y las lamas de distribución de aire así como la compuerta corredera para regulación de caudal de aire están realizados de una sola pieza. Tiene una profundidad de montaje muy reducida lo que disminuye la formación de remolinos de aire en la compuerta corredera. El diseño compacto también proporciona gran estabilidad y una importante resistencia contra la torsión. Por otro lado su fabricación sin puntos de soldadura reduce al mínimo el riesgo de corrosión de la reja. Se permite el montaje oculto de la reja enrasada con pared o falso techo.

Se presenta la tabla y cálculo de los difusores en el capítulo 10 Anejos de cálculo apartado 10.8 Rejillas de extracción.

6.2.1.7 ELEMENTOS AGUA-AIRE

Cada habitación consta de su propia unidad ventilador-serpentín, con control individual de temperatura. Se seleccionan las unidades de manera que cumplan la máxima carga de calor sensible en refrigeración y la máxima carga de calefacción en la habitación. La temperatura secundaria del agua será la que provee la capacidad de calor sensible en la unidad, es decir una temperatura de entrada de agua de 7°C en refrigeración y una temperatura de entrada de agua de 50 °C en calefacción.

Se trata de unidades con batería para doble circuito, lo que proporciona agua fría y caliente a cada fancoil durante todo el año, constituyendo cada espacio/habitación una zona independiente. Su válvula de control selecciona el agua caliente o fría según que el local necesite calefacción o refrigeración. No pudiendo mezclar corrientes frías y calientes para atemperar el ambiente, tal y como exige el RITE:

En cuanto a la ubicación, las unidades se encuentran alojadas en el falso techo, situadas en el pasillo de entrada de la habitación, con objeto de reducir el coste de instalación y favorecer las operaciones de mantenimiento en zonas comunes del edificio.

Las unidades respetan los niveles acústicos silenciosos para sus condiciones de máximo



-1.memoria-

funcionamiento.

El control de funcionamiento se realiza actuando sobre el caudal de agua de la unidad, teniendo en cuenta que el mínimo caudal de agua que circula por la unidad seleccionada mantenga las condiciones de turbulencia del agua. El termostato de control de temperatura de las habitaciones se colocará en la pared y no en la unidad, puesto que el sistema de aire primario es independiente de la unidad. La siguiente tabla incluye los datos de selección de todas las unidades:

PLNT	HABI	DATOS INICIALES		DATOS UNIDAD				
		C sens Frio [Kw]	C calor[Kw]	Ta,f[°C]	Ta,c [°C]	Q sens Frio[Kw]	Q calor[Kw]	P son [db]
s1	A	0,81	0,69	7	50	1,30	<1,51	33,8
s1	B	0,89	0,75	7	50	1,30	<1,51	33,8
s1	C	0,71	0,6	7	50	1,30	<1,51	33,8
s1	D	0,71	0,6	7	50	1,30	<1,51	33,8
s1	E	0,83	0,71	7	50	1,30	<1,51	33,8
s1	Z.c	1,39	1,17	7	50	1,52	<1,66	32,6
b	A	1,01	0,84	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	B	0,81	0,68	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	C	0,82	0,69	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	D	0,74	0,62	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	E	1,16	0,98	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	F	0,77	0,65	7	50	1,30	<1,51	33,8
b	Z.c	1,04	0,87	7	50	1,30	<1,51	32,6
1	A	1,01	0,84	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	B	0,81	0,68	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	C	0,82	0,69	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	D	0,74	0,62	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	E	1,16	0,98	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	F	0,77	0,65	7	50	1,30	<1,51	33,8
1	Z.c	1,04	0,87	7	50	1,30	<1,51	32,6
2	A	1,01	0,84	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	B	0,81	0,68	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	C	0,82	0,69	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	D	0,74	0,62	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	E	1,16	0,98	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	F	0,77	0,65	7	50	1,30	<1,51	33,8
2	Z.c	1,04	0,87	7	50	1,30	<1,51	32,6
3	A	0,68	0,57	7	50	1,30	<1,51	33,8



-1.memoria-

3	B	0,59	0,5	7	50	1,30	<1,51	33,8
3	C	0,61	0,51	7	50	1,30	<1,51	33,8
3	D	0,56	0,47	7	50	1,30	<1,51	33,8
3	E	0,66	0,55	7	50	1,30	<1,51	33,8
3	F	0,68	0,57	7	50	1,30	<1,51	33,8
3	Z.c	1,303	1,512	7	50	1,30	<1,51	32,6

6.2.1.8 TUBERIAS DE DISTRIBUCIÓN

Se diseña un sistema hidráulico que permita conectar todos los elementos agua-aire de la zona desde el sistema de producción situado en el sótano -1. Se utiliza un sistema de cuatro tuberías, en el que existen cuatro tuberías independientes para cada circuito de impulsión y retorno, de la producción de frío y calor, respectivamente. Esto proporciona el agua tratada a las unidades ventilo-convectoras dispuestas durante todo el año, haciendo el funcionamiento de cada unidad independiente.

El sistema presenta la ventaja de dar una rápida respuesta a los cambios en las necesidades de cada habitación. A parte de esto, el sistema elimina las dificultades operativas del cambio de régimen verano-invierno, ya que no hace falta por disponer de todo el año de agua fría y caliente en las baterías de las unidades de cada sala. Con ajustes en el control de cada sala/habitación ajustamos las necesidades de carga de todo el año. Esto supone un valor añadido a la instalación, que nos permite aumentar el grado de confort en la sala climatizada, y al presentar un ajuste fino y rápido minimiza las quejas por ocupantes en cuanto al sistema.

El sistema está diseñado a base de tramos de distribución principales y tramos de distribución derivados que abastecen a las unidades ventilo convectoras en cada sala.

Todas las tuberías principales discurren por el falso techo, en zonas comunes del edificio para favorecer las operaciones de mantenimiento y posibles reparaciones. Así se mejora la confortabilidad del edificio y se reducen las posibles molestias causadas a los ocupantes del edificio. Los tramos derivados tienen su origen en los principales, y conexas las unidades ubicadas en cada sala. En estos tramos se instala la diversa valvulería necesaria para el buen funcionamiento de cada unidad del sistema. Se dispondrá de registros en falso techo accesibles desde la zona interior para manipulación de esta valvulería, con objeto de favorecer las operaciones de mantenimiento y ajuste.

Se emplean tuberías de acero negro norma DIN 2440 con soldadura, tanto para las tuberías de los circuitos de frío, como los de calor. Para la unión de tuberías se especifica la unión soldada a tope de estas. Este material cumple los requisitos de presión interior y dilatación para la aplicación que nos ocupa según el código ASME B31.1.

La soportación de las tuberías se realizará con elementos comerciales, de manera que soporte el peso muerto de la tubería, minimice la actuación de esfuerzos térmicos en esta y reduzca las vibraciones de esta. La distancia máxima entre soportes será de 4,5 metros, y se hace uso obligatorio de elementos antivibratorios en tramos rectos de más de 20 metros.



En cuanto al dimensionado de las tuberías, se realiza según el capítulo 8.1 "Método de cálculo de redes de tuberías" y se especifica la tabla resultante del cálculo en el anexo 11.9 Circuitos de distribución de tuberías" del presente documento.

6.2.2 SISTEMA ALTA CARGA TERMICA

6.2.2.1 ESTUDIO ALTERNATIVAS

El espacio clasificado como zona de alta carga térmica engloba la zona de servicios común del edificio. Esta zona engloba los espacios del edificio dedicados a bar restaurante, sala de estar, cocina, aseos, vestuarios, zona de recepción, administración, hall y las zonas comunes asociadas a estos. La zona de alta carga térmica presenta grandes diferencias entre unos espacios y otros, en cuanto a uso y carga térmica. La característica principal de esta zona, y común a toda la zona es la existencia de grandes cargas a determinadas horas del día y la noche. Es por ello que el sistema adoptado sea capaz de zonificar y tratar diferentes espacios de manera independiente, para conseguir un correcto tratamiento del aire en todas las zonas, puesto que presentarán diferentes estados de carga entre unas y otras. Se desea por ello un sistema con control individual de temperatura en cada zona, de manera que el sistema sea flexible y pueda adaptarse rápido a las nuevas necesidades de cada zona, mejorando el confort de los ocupantes.

La necesidades de uso discontinuo y un elevado número de zonas a controlar, tal y como sucede en la zona de baja carga térmica no son un problema en esta, ya que como se ha comentado en general se presenta un perfil de funcionamiento del sistema continuado y con puntas de carga máximas a ciertas horas del día o noche.

Se considera fundamental una buena ventilación con un control del aire extraído para neutralizar los olores de comida y tabaco de toda la zona. De esta manera garantizamos un ambiente limpio que proyecte sensación de confort y no cree molestias en la zona.

En resumen, el sistema utilizado deberá ser capaz de conseguir un aire tratado según las condiciones y necesidades de los ocupantes en cada una de las diferentes espacios de la zona, una distribución de aire favorable, un bajo nivel sonoro del sistema, que cumpla unos requisitos exigentes en cuanto a ventilación y extracción de aire y sea energéticamente eficiente. Por último se seleccionará el sistema que mejor se adapte al perfil y presente unos costes de inversión y operación más bajos.

De todos los sistemas posibles, se opta por un sistema todo aire de unidad multizona, ya que trata cada espacio proyectado como una zona independiente, con control individual de temperatura de espacio, de manera que trata cada espacio de manera individual, con lo que los problemas de zonificación están resueltos. Al ser un sistema todo aire, se trata de un sistema silencioso y capaz de cumplir elevados requisitos de ventilación y extracción sin encarecer por ello el costo de inversión y costo de operación, como sucede en sistemas agua-aire. Esto es así ya que en el sistema elegido, el sistema de ventilación y de tratamiento de aire es el mismo, en cambio en los sistemas agua-aire, el tratamiento de aire y el de ventilación son independientes,



-1.memoria-

con el sobrecoste de inversión asociado. Debido a que no se trata de una zona de elevado número de locales, ni requisitos de carga discontinuos, el uso de los sistemas agua-aire quedan definitivamente descartados. El sistema multizona presenta otras características interesantes que lo hacen óptimo para la zona, ya que el servicio y el mantenimiento es centralizado, no siendo necesarias actuaciones en la zona a tratar, lo que es preferible ya que la zona está expuesta durante todo el día al cliente del edificio. Como ya se ha dicho presenta un funcionamiento silencioso, ya que todos los componentes giratorios se encuentran fuera de la zona tratada. Además presenta la deshumectación en el climatizador central, con lo que no hay condensación dentro del espacio acondicionado, esto no hace necesaria instalaciones de drenaje en la zona tratada. Tanto la instalación del sistema, con el control de este es sencillo, ya que el cambio de régimen de calefacción a refrigeración o viceversa, se efectúa parando o poniendo en marcha manualmente la instalación de la refrigeración, con lo que los termostatos de cada zona sólo deben ajustarse una vez. El sistema es eficiente energéticamente puesto que ajusta la producción de frío/calor con las necesidades de carga. Además incluye medidas eficientes como el freecooling. Por último presenta unos costes de operación, mantenimiento e inversión más bajos, de entre todos los sistemas para conseguir las propiedades exigidas.

6.2.2.2 DESCRIPCIÓN SISTEMA

El sistema elegido se basa en un climatizador central que trata todo el aire necesario para contrarrestar las cargas térmicas de la zona. Contiene un sistema de distribución de conductos que comunican el climatizador central con las diferentes espacios que componen la zona de alta carga térmica, un sistema de control de zona mediante compuertas reguladoras de zona para controlar cada zona de manera independiente y un sistema de difusión que garantiza una distribución óptima del aire tratado al espacio a tratar.

La unidad multizona está compuesta por módulos prefabricados ensamblados en fábrica. Esto presenta cierta ventaja a las de ensamblado in situ, puesto que se simplifican las operaciones de mantenimiento, y el coste del equipo es menor. El climatizador elegido contendrá los siguientes módulos ensamblados. Un modulo compuerta mezcladora, que permita la ejecución de freecooling y la mezcla con el aire de los conductos de retorno. Un modulo de filtrado de aire, de manera que se garanticen las exigencias mostradas en cuanto a calidad de aire interior. Una batería de frío y otra de calor, para el tratamiento del aire que será suministrado a las diferentes zonas. Un modulo ventilador que impulse el aire tratado hasta los difusores de las zonas y un modulo-compuerta mezcladora y cámara de aire.

El sistema cuenta con un ventilador en el circuito de retorno para favorecer una extracción eficaz. Por otro lado los requisitos de calefacción y refrigeración se satisfacen mediante agua caliente o fría procedente del sistema de producción, la distribución se realiza a través de circuitos independientes que alimentan las diferentes baterías del equipo multizona.

Cabe decir, que se trata de un sólo circuito de conductos de impulsión que distribuye el aire a todas las zonas, siendo los termostatos de cada zona los que controlan las compuertas de mezcla situadas en cada ramal de abastecimiento a cada una de ellas. Como se ha comentado, el espacio de la zona de alta carga térmica se subdivide en seis zonas diferenciadas por el uso de estas, de manera que los requisitos de refrigeración y calefacción, así como el uso horario y



-1.memoria-

actividad de las mismas sea homogéneo. Estas zonas son: Bar-restaurante, Sala de Estar, Aseos-vestuarios, Zonas comunes, Cocina-Lavandería y administración. La zona de bar restaurante requiere unos elevados requisitos de carga, presentando su punta máxima al medio día y de noche. Por la elevada presencia de olores y humos, se prevee un elevado caudal de ventilación en esta zona. La zona de sala de estar presenta un uso discontinuo, se trata de un espacio interior y su punta de carga esperada llega al medio día. La zona compuesta por los aseos-vestuarios tiene diferentes requisitos de carga, al no ser un espacio de uso continuo, no presenta excesivas cargas de iluminación o máquinas. La zona común, se trata de una zona de paso, compuesta por espacios interiores que presenta un uso discontinuo. Por último la zona de cocina y lavandería, presenta picos de carga al medio día y noche, presentando elevados requisitos de carga debido a máquinas y ventilación, y un elevado caudal de ventilación debido a la concentración elevada de olores y humos en la zona.

Se utiliza un control eléctrico para regular el funcionamiento del climatizador central y controlar la temperatura de cada zona.

6.2.2.3 CAUDALES AIRE

6.2.2.3.1 AIRE IMPULSIÓN

Se determinará el caudal de impulsión para cada zona, estableciendo el caudal de aire necesario para vencer estas cargas y que cumpla con las exigencias de ventilación mínima exigidos para cada zona. Para cada zona, se establecen los caudales necesarios para vencer la carga térmica, para cada régimen, considerando cada zona de manera independiente. Estos caudales se establecen proporcionalmente para cada zona y régimen según el caudal total de la unidad central calculado y las necesidades de carga térmica de cada zona con respecto de las totales calculadas.

El régimen de funcionamiento que presente mayores caudales será el usado como caudal de diseño de la zona. Este procedimiento de cálculo está basado en las directrices de cálculo de la publicación "Aire Acondicionado" de Carrier. Se adjuntan la siguiente tabla con el resumen del cálculo de caudales de impulsión:

PLANTA	HABITACION	Wfrio [Kw]	Wcalor [Kw]	Q vent[m ³ /h]	Q Primario [m ³ /h]
sótano -2	Zona 1.Bar Restaurante	15	12	3096	1407
sótano -2	Zona 2.Sala Estar	4	3	360	397
sótano -2	Zona 3.Aseos-Vestuarios	8	2	385	730
sótano -2	Zona 4.Zonas Comunes	4	1	252	358
sótano -2	Zona 5.Cocina-Lavanderia	5	2	180	470
sótano -2	Zona 6.Administración	5	1	72	443



6.2.2.3.2 AIRE EXTRACCIÓN Y RETORNO

El aire de extracción se divide en dos corrientes por un lado una de retorno , el resto del aire de extracción es expulsado al exterior.

El aire de la zona es retornado al climatizador de aire primario ya que el caudal de aire primario excede el mínimo de ventilación para cada zona. Esta disposición constituye un medio para reducir la refrigeración, calefacción en las cargas punta.

Con el fin de poder evitar infiltraciones de aire y facilitar la salida de aire viciado al exterior, se mantendrá el edificio en sobrepresión. para ello el caudal de aire impulsado será mayor que el extraído. Consideramos que el aire extraído será el veinte por ciento menor con respecto al aire de impulsión. Los caudales de retorno y de extracción calculados son en metros cúbicos por hora:

PLANTA	HABITACION	Q Primario [m ³ /h]	Q Retorno [m ³ /h]	Q Extracción[m ³ /h]
sótano -2	Zona 1.Bar Restaurante	1407	281	1.126
sótano -2	Zona 2.Sala Estar	397	79	318
sótano -2	Zona 3.Aseos- Vestuarios	730	146	584
sótano -2	Zona 4.Zonas Comunes	358	72	286
sótano -2	Zona 5.Cocina- Lavanderia	470	94	376
sótano -2	Zona 6.Administración	443	89	354

6.2.2.4 CONDUCTOS DISTRIBUCIÓN

Son válidas las condiciones de diseño reseñadas en el apartado "6.2.1.4 conductos de distribución" del presente documento.

6.2.2.4.1 CAJAS DE REGULACIÓN DE ZONA

Se disponen cajas de regulación situadas en los ramales de distribución a cada zona, para la regulación de temperatura independiente en cada zona. Una explicación más detallada del funcionamiento de estas cajas se tiene en el apartado "6.2.2.7 control y regulación" del presente documento.

Estas cajas se intercalan en la red de conductos, situadas en el falso techo de la zona, siendo accesibles ya que se utilizan techos técnicos. Las 6 cajas de regulación quedan situadas en zonas comunes de paso, de manera que se faciliten las operaciones de mantenimiento y ajuste de estas.



6.2.2.5 ELEMENTOS TERMINALES

6.2.2.5.1 DIFUSIÓN

Se crea una distribución de difusores en las salas de manera que el aire descargado al espacio a acondicionar presente unas propiedades adecuadas para crear un entorno confortable a los usuarios del espacio. Se debe realizar la distribución de tal manera que se mantengan las condiciones interiores de proyecto en cuanto a temperatura y humedad relativa; La velocidad del aire en el espacio ha de ser la adecuada, para que no cree molestias a los ocupantes de la sala; Debe estar diseñado para que el movimiento de aire sea deseable; El nivel sonoro a causa de los difusores en la sala ha de estar limitado para mantener el nivel de confort exigido. Como criterios de diseño adoptamos las condiciones interiores de proyecto en los diferentes espacios. Estos son los descritos en el capítulo 2.1.2 Condiciones interiores del presente documento. En cuanto a la velocidad del aire, se establece una velocidad de aire de 0,17m/s que se considera adecuado para el uso de la zona, ya que la recomendación máxima para espacios con personas en reposo o sentadas corresponde a un valor de velocidad de aire máxima de 0,25 m/s . (Fuente Carrier). Se diseña la instalación de manera que la dirección del aire sea conveniente a los ocupantes según las indicaciones de Carrier. Estas direcciones son horizontal cara al ocupante o vertical al ocupante. Por último se tiene en cuenta que los difusores no sobrepasen un nivel sonoro. El nivel sonoro fijado como máximo es de 35 db por difusor como máximo.(Fuente France Air).

Se opta por una distribución de aire conforme a la zonificación de la zona. Para las zonas 1,2,3 y 4, (bar restaurante, sala de estar, vestuarios y zonas comunes respectivamente) se opta por una distribución de aire a través de difusores rotacionales, puesto que presentan una alta inducción del aire, y una distribución de aire acorde a las exigencias mostradas. Por otro lado, nos permite una integración total del difusor en el espacio, permitiendo adaptarse estéticamente según indicaciones de la dirección facultativa. Para las zonas 5 y 6, se disponen difusores lineales en las diferentes salas, situándolos periféricamente en los cerramientos exteriores, encima de las ventanas, para eliminar corrientes no deseadas. Todos los difusores se diseñan de manera que los parámetros de diseño comentados sean favorables, lo que implica un diseño del alcance por difusor y de inducción del aire correcto.

En cuanto a los difusores rotacionales se emplean difusores específicos para áreas de confort, pudiéndose ejecutar en distintas configuraciones de diseño, según las necesidades estéticas impuestas por arquitectura. Este es un hecho importante ya que estos difusores se encuentran en las zonas comunes del edificio, pudiendo acarrear un problema la posible no integración de estos elementos en el espacio arquitectónico. EL difusor seleccionado presenta amplias aperturas de impulsión y palas deflectoras. El caudal de aire se introduce a través de un plenum, con cuello de conexión superior o lateral. Un flujo rotacional y una impulsión horizontal del caudal de aire garantizan un alto nivel de inducción, una gradual igualación de la temperatura y aun rápida reducción de la velocidad de aire impulsado, lo que nos lleva a mantener las condiciones deseadas de aire interior en el espacio.

En cuanto a los difusores lineales empleados, presentan las mismas características que los empleados en la zona de baja carga térmica.

Una relación de las especificaciones de diseño requeridas para cada difusor y las características



que tienen que cumplir para cada zona se encuentra detallada en la sección "11.7 Cálculo difusores"

6.2.2.5.2 REJILLAS DE EXTRACCIÓN

Se seleccionan las rejillas en base al caudal de extracción calculado por zona según el capítulo "6.2.2.3.2 AIRE EXTRACCIÓN" y la velocidad de aire a través de la rejilla. Esta depende de la pérdida de presión estática admisible y del efecto sobre los ocupantes. Dado que por criterio de diseño se colocarán estas en los aseos, y teniendo en cuenta los efectos anteriormente descritos, se adopta una velocidad recomendada por Carrier de 3 m/s.

Estas rejillas se dispondrán en techo debido a imposibilidad de colocar las en los cerramientos verticales del recinto al no disponer de espacio técnico. A continuación se presenta un resumen de las rejillas empleadas en la zona:

6.2.2.6 CONTROL Y REGULACIÓN

La secuencia de funcionamiento del sistema es la siguiente. El motor de la compuerta de mínimo aire exterior está conectado al arrancador del ventilador de impulsión, de tal manera que cuando este se pone en marcha, la compuerta de mínimo aire exterior se abre. Las compuertas de aire máximo exterior y salida se cierran, mientras se abre la de retorno de aire de las zonas. Tanto la temperatura de agua enfriada como el caudal de agua en la batería se mantiene constante. Esto hace que la temperatura del punto de rocío del aparato disminuya en situaciones de carga parcial, lo que contribuye a mantener unas condiciones de humedad para estas situaciones. Cada termostato de zona controla el motor de la compuerta de mezcla de aire caliente y pleno de aire frío, consiguiendo una regulación independiente de cada zona a través de su termostato. Para temperaturas de aire exteriores inferiores a la temperatura de la cámara de aire frío fijada, la fuente de refrigeración no actúa. Entonces el termostato que gobierna la cámara de aire frío de la unidad central modula la compuerta de aire exterior, de retorno y de salida para mantener la temperatura deseada en dicha cámara. El aire exterior frío se utiliza para proveer refrigeración durante los periodos climatológicos marginales y en el invierno. Por debajo de la temperatura exterior de proyecto, el termostato exterior permite que el serpentín de calefacción funcione con el caudal máximo de diseño de agua caliente.



7. MÉTODO DE CÁLCULO DE REDES DE CONDUCTOS

7.1 COMPARATIVA ENTRE METODOS

Existen cinco métodos diferentes para poder dimensionar una red de conductos. Estos son: método de reducción de velocidad, método de pérdida de carga constante en toda la instalación, método de igual pérdida de carga en cada rama, método de recuperación estática y método "T". Cada método presenta diferentes criterios de diseño, que tienen como resultado diferente superficie total de conducto empleado, diferente presión estática necesaria en el ventilador y la necesidad o no de utilizar compuertas reguladoras en el circuito para equilibrar la instalación. Se trata de evaluar el método de cálculo que nos permita un cálculo eficiente de los conductos, entendiendo por esto, que minimice la superficie de conducto posible, ajuste las pérdidas de carga del conducto, cumpla con unos niveles sonoros adecuados y si es posible permita un diseño equilibrado de la red.

El método de reducción de velocidad se basa en asignar a cada tramo una velocidad constante, de manera que la velocidad del circuito vaya descendiendo desde la salida del ventilador hasta los difusores. La velocidad se fija adoptando valores aconsejados por la experiencia. Se trata de un método en el que se simplifican las operaciones de cálculo, obtiene dimensiones normalizadas de los conductos y limita el nivel sonoro de la instalación. El principal inconveniente del método es que es necesario el equilibrado del sistema. Concretamente para instalaciones que tengan ramas largas, junto a ramas cortas, al estar la instalación descompensada el proceso de equilibrado puede hacerse complicada las operaciones de equilibrado con las compuertas reguladoras.

El método de igual pérdida de carga en cada rama se basa en calcular el tramo más largo de instalación por el método anterior. El resto de ramales se seleccionan de manera que tengan la misma presión total que en la rama calculada (la más larga). La principal ventaja reside en que la instalación está equilibrada de proyecto, por lo que no serán necesarios diafragmas, ni compuertas de regulación. Su desventaja se encuentra en que no se tiene ningún control sobre la velocidad del aire en los conductos, por lo que en determinados casos puntuales puede incluso aumentar la velocidad conforme nos alejamos del ventilador, pudiendo producir desajustes en los niveles sonoros permitidos. Por último, decir que presenta un criterio más conservador en cuanto a coste que el método anterior, puesto que reduce las dimensiones de los conductos, aunque puede aumentar el ruido en la instalación.

El método de recuperación estática tiene por criterio mantener constante la presión estática al final de cada tramo, es decir que en cada tramo la pérdida de carga producida sea la misma que la recuperación de presión estática que haya tenido al principio del tramo. Cabe decir que para la resolución de este efectiva con este método se requieren métodos numéricos computacionales. Presenta un criterio menos restrictivo en cuanto a dimensiones de conducto, resultando instalaciones de mayor coste, pero presenta un sistema hidráulico perfectamente equilibrado. No está recomendado para redes de retorno.

El método "T" se basa en la idea de minimizar el coste de la instalación, tanto a nivel de costes de inversión, como de operación. Para la aplicación del método efectivamente se necesitan programas efectivos de cálculo. Cabe destacar que es necesario un control extra de las



velocidades en cada tramos, para que no superen valores excesivos que produzcan niveles sonoros no permitidos.

De los métodos expuestos se opta por el sistema de igual pérdida de carga constante, ya que produce un dimensionamiento correcto de la instalación, con dimensiones normalizadas de conducto y una razonable superficie de este. Se tiene en cuenta la necesidad de realizar el equilibrado del circuito, a través de compuertas de regulación en los puntos necesarios del circuito. Se trata en definitiva de un método sencillo de cálculo y que nos proporciona los resultados esperados, siempre teniendo en cuenta el factor del equilibrado necesario

7.2 MÉTODO SELECCIONADO: PÉRDIDA DE CARGA CONSTANTE

Se procede a realizar aquí el desglose del método de cálculo adoptado para el dimensionado de la red de conductos.

Sobre el dimensionado de la red de conductos. Como datos iniciales se tienen el trazado del circuito y los caudales por todos los tramos del circuito. Se trata de dimensionar el circuito de manera que el circuito cumpla con la pérdida de carga establecida y no supere determinado nivel sonoro impuesto.

El procedimiento de cálculo es el siguiente. Se selecciona una velocidad máxima de impulsión en función del nivel sonoro permitido. Para ello nos basamos en las recomendaciones referentes a la velocidades máximas en conducciones dadas por la DTIE 5.01 "Cálculo de conductos". Según esto, y considerando el edificio como uso residencial, se fijan unas velocidades máximas correspondientes a 5 m/s en tramos principales de impulsión y 3m/s en derivados. Asimismo para los circuitos de retorno se fijan unas velocidades límite de 4m/s en tramos principales y 3m/s en tramos derivados.

A partir de los caudales de cada tramo y la velocidad máxima se dimensiona la red de conductos, de tal manera que no sobrepasemos dicha velocidad en cada tramo y la pérdida de carga por metro sea aproximadamente constante, con valores próximos a 1 Pa/m. Únicamente se tienen en cuenta dimensiones de conducto normalizadas según la norma UNE-EN 1505:1999.

Se emplean las siguientes expresiones en el dimensionamiento. Para el cálculo de pérdida de carga lineal, se emplea la expresión (DTIE 5.01):

$$(Pa-Pb)/L=\alpha *14,1E-3*(v^{1,82})/(Dh^{1,22})$$

donde,

$(Pa-Pb)/L$ = Pérdida de presión por metro en cualquier tramo [Pa/m]

v = velocidad de impulsión del aire [m/s]

Dh =diámetro hidráulico [m]

α = Parámetro dependiente del material utilizado.



-1.memoria-

Esta expresión es de aplicación al estar en un rango de temperaturas de aire permitido (15-40°C) y rango de humedad relativa (0-90%) válidos y por tratarse de conducción a baja presión.

Otras expresiones de cálculo utilizadas son:

$$Deq = 1,3*(a*b)^{0,625}/(a+b)^{0,251}$$

$$S=\pi*(Deq/2000)^2$$

$$Dh=2*\sqrt{S/\pi}$$

donde,

Deq= Diámetro equivalente de la sección rectangular de conducto [mm]

a, b= altura y base de la sección rectangular de conducto respectivamente [mm]

S= Sección equivalente de sección de conducto rectangular [m²]

Por último la velocidad es calculada como :

$$v=Q/S$$

donde,

Q= caudal de aire en el tramo de cálculo [m³/s].



8. REDES DE TUBERIAS

Se dispone para el transporte del fluido caloportador, desde la central de producción hasta los climatizadores y elementos terminales agua-aire, un sistema de agua recirculada, donde el fluido caloportador no se descarga y está dotado de un sistema de llenado automático, que ejerce de dispositivo de protección de la instalación, ya que mantiene constante el nivel de agua en la misma.

Este sistema se constituye a base de tuberías normalizadas de diámetro circular en materiales de acero negro DIN 2440 con soldadura. Se siguen las recomendaciones del código ASME en cuanto a disposición y soportación del sistema.

El sistema está dotado de todos los sistemas de regulación y control pertinentes de tal manera que se garantice el uso correcto y eficiente de este. Estos son:

- Bombas de circulación
- Purgadores automáticos situados en los puntos más altos de la instalación
- Válvulas de bola según diámetros para cierre y seccionamiento del sistema
- Válvulas de equilibrado para asegurar las circulaciones del caudal necesario en cada tramo
- Termómetros, sondas y manómetros para el control del fluido en baterías y equipos.
- Manómetros en las bombas.
- Válvulas termostáticas y filtros en los tramos de conexión de los elementos agua-aire
- Uso de antivibratorios en tramadas rectas de tubería superiores a 20m y en los tramos de impulsión de cada bomba circuladora

8.1 MÉTODO DE CÁLCULO DE REDES DE TUBERIAS

Se procede de la siguiente manera,

-Se comienza estableciendo los valores de velocidad máxima del agua y de caída de presión admisible por metro de tubería.

De acuerdo con los criterios de diseño para tuberías de acero de "comentarios al RITE", se ha estimado una pérdida de presión máxima de 200 Pa/m y una velocidad máxima de 1,5 m/s.

- Con ambos parámetros de diseño seleccionados se calcula el diámetro mínimo que cumple con esa característica a partir de las siguientes fórmulas:

En función de la velocidad:



-1.memoria-

$$D_v [\text{mm}] = 1000 \cdot [(4 \cdot Q [\text{m}^3/\text{s}]) / (\pi \cdot v [\text{m/s}])]^{0,5}$$

En función de la caída de presión

$$D_p [\text{mm}] = 1000 \cdot [1,40410E-3 \cdot (Q [\text{m}^3/\text{s}]^{1,75} / P [\text{mmca}])]^{0,2105}$$

-El siguiente paso es el cálculo de caudales que circulan por cada ramal. Se realiza un cálculo diferentes según el circuito a calcular:

Circuito Climatizadores. Para calcular que circula por cada ramal despejamos de la siguiente fórmula.

$$\text{Potencia [W]} = \rho [\text{Kg/m}^3] \cdot Q [\text{m}^3/\text{s}] \cdot C_p [\text{J/KgK}] \cdot \Delta T [\text{K}]$$

sustituyendo los valores de ρ y C_p para el agua y despejando se tiene que:

$$Q [\text{m}^3/\text{s}] = \text{Potencia [w]} / (4,186E6 [\text{J/Kgm}^3] \cdot \Delta T [\text{K}])$$

Sabiendo que $\Delta T = 12^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$

Circuito elementos agua-aire. Calculamos el caudal necesario de agua para cada unidad cotejando las tablas de funcionamiento del fabricante para cada equipo, según la potencia térmica requerida.

-Una vez calculados los caudales, se elige el mayor diámetro que cumpla con ambos requisitos. Esto lo consultamos de la tabla 6.1 "Dimensiones y masa de tubos de acero y acero galvanizado" de la DTIE 4.01 y con esas medidas seleccionamos el diámetro interior comercial que cumple con las medidas obtenidas.

-A partir del diámetro seleccionado se recalcula la velocidad y caída de presión y se verifica que el tramo esté dentro de los parámetros de diseño fijados. En caso de que no se cumpla se selecciona el diámetro comercial, inmediatamente superior, se recalcula de nuevo el tramo y así de manera iterativa hasta que el tramo cumpla los criterios de diseño.

-Para el cálculo de las Longitudes equivalentes de cada tramo, se han consultado las tablas del anexo 3 de la DTIE 4.01 "Tubería, cálculo de la pérdida de presión y criterios de diseño.

8.2 AISLAMIENTO

Se aplica coquilla elastómerica a base de caucho sintético flexible, de estructura celular cerrada para el aislamiento de las tuberías y de manta elastómerica de iguales propiedades para el aislamiento de valvulería situados en el sistema de tuberías. Presenta unas propiedades de conductividad de 0,037 W/mK a una Temperatura media de 20°C y clasificación M1 de reacción al fuego.

Este tipo de aislamiento también presenta unas buenas propiedades en cuanto a aislamiento acústico, presentando una reducción de 6 a 10 dB.



Los espesores mínimos utilizados de aislamiento utilizados en el proyecto están de acuerdo a las recomendaciones del RITE, según el apéndice 03.1 para temperaturas de transporte de entre 40 a 65 °C.

8.3 SELECCIÓN DE BOMBAS

Se parte del dato de pérdida de carga de la red de tubería que debe alimentar la bomba, incluyendo las pérdidas secundarias. Se tiene especial atención en la colocación de las bombas de manera que nos superemos el coeficiente NSPH de las mismas, evitando así problemas de cavitación en las mismas.

Con los datos de pérdida de carga y el caudal necesario de impulsión, se selecciona del catálogo del fabricante el equipo que cumpla con ambos requisitos.

Por seguridad y mantenimiento se recurre al uso de bombas gemelas.

Todas las bombas llevarán asociadas válvulas de corte tanto en las aspiraciones como en las impulsiones, para poder realizar operaciones de mantenimiento. También se colocará una válvula antirretorno de disco en la impulsión de las mismas, así como un filtro en "Y" y antivibratorios en la aspiración de estas.

Se han escogido bombas centrífugas en línea, de rotor seco, con un rango de funcionamiento de -15 °C a 120°C. Cada bomba incluye un variador de frecuencia, y como parte de él, los cables de conexión a motor, bridas de sujeción y una sonda de presión diferencial.

Los montajes de bombas gemelas se asientan al solado mediante bancada de fundición convenientemente alineada y centrada.

Se incluye la tabla que reflejan las bombas seleccionadas:

DESIGNACION	CIRCUITO	Q[M ³ /H]	H [M.C.d.A]	modelo	Pmax [bar]
B-1.1/1.2	Primario Enfriadora	7,0	10,5	Grundfos TPD 80-120	16
B-2.1/2.2	I frio climatizadores	24.4	20,40	Grundfos TPD 80-240/2	16
B-3.1/3.2	I frio fancoils	26,5	35,67	Grundfos TPD 80-400/2	16
B-4.1/4.2	Primario Caldera 01	11,9	7,30	Grundfos TPD 80-120	16
B-5.1/5.2	Primario Caldera 02	11,9	7,30	Grundfos TPD 80-120	16
B-6.1/6.2	I calor Climatizadores	12,2	18,68	Grundfos TPD 80-210/2	16
B-7.1/7.2	I calor Fancoils	26,6	30,69	Grundfos TPD 80-400/2	16



8.4 SELECCIÓN DE VASO DE EXPANSIÓN

Los sistemas de expansión tienen como misión absorber las variaciones de volumen de fluido caloportador de un circuito cerrado al variar su temperatura, manteniendo la presión en los límites preestablecidos. Debido a la elevada potencia del proyecto, superior a 7Kw, se recurre a un sistema de expansión con vaso cerrado. El diseño de este sistema de expansión está de acuerdo a la norma UNE 100 15.

El valor mínimo de presión teniendo en cuenta los siguientes factores:

Mantener en el punto geométricamente más elevado una presión superior a la atmosférica, a fin de evitar las entradas de aire y favorecer su salida en los puntos dotados de purgadores.

Evitar la formación de vapor en los puntos más elevados de la red.

Eliminar la posibilidad de que se presenten fenómenos de cavitación en las aspiraciones de las bombas.

El cálculo del diámetro de la tubería de conexión entre vaso de expansión y el circuito se realiza mediante la expresión:

$$D=15+1,5 \cdot P^{0,5} \geq 25 \text{ mm}$$

donde,

D= diámetro tubería en mm

P= potencia térmica de los generadores en Kw

Asimismo se dispondrá una válvula de seguridad que descargara a la atmósfera el exceso de presión provocado por la misma para proteger el circuito de sobrepresiones. Para controlar la presión se colocará un manómetro en el circuito. Se selecciona una válvula de seguridad con una presión de tarado de 0,5 bar por encima de la Presión máxima del circuito.

El dimensionado del vaso de expansión cerrado elegido se basa en el cálculo del parámetro de Volumen total del vaso de expansión, Vt. Este parámetro lo hallamos de la expresión:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p$$

donde,

V= contenido total de agua en el circuito.

Ce= Coeficiente de dilatación del agua

Cp= Coeficiente presión aire

Podemos hallar estos coeficientes según las siguientes expresiones:



$C_e = (3,24 \cdot t^2 + 102,13 \cdot t - 2708,3) \cdot 10^{-6}$, siendo t , la temperatura máxima de funcionamiento del agua en el circuito en °C

$C_p = \text{Volumen [l]} \text{ total vaso expansión} / \text{Volumen vaso expansión}$

8.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para enlazar el sistema de producción de la instalación (primario) con el sistema de distribución (secundario) se opta por el uso de dos intercambiadores de calor de tipo placas, uno para enlazar el circuito secundario de frío con el de producción de la enfriadora y otro para enlazar el circuito de calefacción con la producción de calor en las calderas. Esta es una solución adecuada de manera que se favorece el equilibrado hidráulico del sistema y de las bombas y además se consiguen un importante ahorro de costes energéticos y máximo aprovechamiento de la energía ya disponible en el sistema.

en el sistema. Se trata de intercambiadores de placas que consisten en un conjunto de placas

preformadas con unos canales en disposición paralela por donde circulan los fluidos. Estas placas están montadas sobre un bastidor de acero y dos placas de acero sujetadas por espárragos de apriete que compactan las placas. Cada placa dispone de 4 bocas por donde circulan los fluidos en paralelo mientras que un fluido es conducido por las placas pares y el otro por las impares consiguiendo así el necesario intercambio de calor entre ambos.

Para cada caso se selecciona de catálogo del fabricante según su potencia de transferencia de calor, fluidos del primario y secundario, así como salto térmico y temperaturas de primario y secundario.



9. MEDIDAS AHORRO ENERGÍA

Se ha tenido en cuenta la elección de los cerramientos del edificio de tal manera que creen una envolvente térmica de elevada eficiencia energética, de tal manera que se vea optimizada la potencia máxima necesaria para conseguir suplir la demanda energética del edificio. El conjunto de medidas de ahorro energético aportadas se detallan a continuación.

9.1 OPCIÓN ELEGIDA

Como medidas de ahorro energética en el presente proyecto, se han tenido en cuenta:

-Calderas

Se opta por calderas con tecnología de condensación en vez de calderas convencionales. El rendimiento de este tipo de calderas es superior al de otros tipos. Ello conlleva un menor gasto de energía primaria para conseguir los mismos efectos.

Para optimizar la producción de calor, se montan dos unidades de caldera de condensación, que permiten fraccionar la potencia de producción, permitiendo ajustarla a la demanda.

-Enfriadora

-Se ha optado por la tecnología de compresión frente a absorción ya que al carecer de instalación solar el consumo de energía primaria es mucho menor. La energía primaria para la producción, empleada por la enfriadora es electricidad. Pues bien, para iguales condiciones de producción de energía eléctrica, para mismas circunstancias de uso de la enfriadora, el consumo inicial de energía, es el menor, dado que no existe aporte solar (0% de cobertura solar).

- Se ha elegido una enfriadora por ciclo de compresión de tornillo ya que debido a las diferentes situaciones de carga, este compresor es el que mejor se puede regular, con este modelo de forma lineal desde el 25% al 100% de la demanda máxima. Esta regulación se lleva a cabo mediante el uso de compresores múltiples que entran en funcionamiento según sea necesario.

-La enfriadora lleva incorporado el sistema de control llamado PRO-DIALOG Plus. Se trata de un avanzado sistema de control numérico que combina una compleja gran sencillez de manejo. El control PRODIALOG Plus vigila constantemente todos los parámetros de la máquina y dispositivos de seguridad y gestiona con precisión el funcionamiento de los compresores y ventiladores para conseguir una eficiencia energética óptima. También controla el funcionamiento de la bomba de agua. Además El sistema optimiza permanentemente los tiempos de funcionamiento del compresor de acuerdo con las características de la aplicación (inercia del circuito de agua) e impide un número de ciclos excesivo. Es por ello que optimiza el consumo energético del equipo.



-1.memoria-

-Climatizadores

-Freecooling. Cada climatizador incluye una sección de free-cooling que logra disminuir el uso de los equipos de aire acondicionado cuando las condiciones exteriores de Temperatura y humedad relativa son favorables. Por lo tanto disminuimos el consumo energético.

A través de este sistema, en el aire de impulsión para la climatización de las zonas, se incluye un volumen de aire exterior sin ser tratado térmicamente, adicional al caudal mínimo de ventilación, que por norma se debe introducir, en un porcentaje que oscila entre el mínimo correspondiente al de ventilación y el 100% del caudal impulsado al local. Así se logra el acondicionamiento del local de manera gratuita.

Recuperadores de calor

Según el R.I.T.E, para instalaciones con un caudal de un subsistema de climatización sea mayor que 3m/s y cuyo régimen de funcionamiento sobrepase mil horas por año, se debe disponer un sistema de recuperación de la energía térmica del aire expulsado al exterior por medios mecánicos, con una eficiencia mínima del 45%. Estando nuestra instalación dentro de dicho ámbito, se incorpora a la instalación un módulo recuperador de calor por cada climatizador. Se trata de módulos integrados dentro de los climatizadores, cuya función es la de recuperar parte de la energía del aire de extracción procedente de los espacios climatizados. Esta medida de eficiencia energética presenta importantes ahorros energéticos, sobre todo en la época de calefacción.

Se procede ahora con el cálculo del ahorro energético que presenta cada módulo recuperador de energía. La energía recuperada por estos elementos, se trata de energía que recuperamos, y no hará falta producir, con lo cual la demanda térmica del edificio se reducirá, al aprovechar un porcentaje mayor de la energía producida.

DATOS INICIALES:

$$C_{aire}=717,63 \text{ J/Kg}^{\circ}\text{K}$$

$$\rho_{aire}=1,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$C_{imp.baja \text{ carga}}= 18098 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$C_{imp.alta \text{ carga}}=3805 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$C_{ret.baja \text{ carga}}=3519 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$C_{ret.alta \text{ carga}}= 761 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\eta=70\%$$

refrigeración:

$$-T_{s,ext}=27,3^{\circ}\text{C}$$

$$-T_{sl}= 25^{\circ}\text{C}$$



Calefacción:

$$-T_{s,ext}=-5,6^{\circ}\text{C}$$

$$-T_{sl}=21^{\circ}\text{C}$$

Dado que el recuperador de energía se comporta como un intercambiador de calor de flujo cruzado y suponiendo que consideramos un intercambio ideal de calor entre ambos fluidos suponemos que el calor transferido por el flujo caliente pasa al flujo frío. Por tanto tenemos:

$$Q_{imp}=Q_{ret}$$

$$m_i \cdot c \cdot \Delta T_i = m_{ret} \cdot c \cdot \Delta T_{ret}$$

puesto que se trata del mismo fluido, queda:

$$m_i \cdot \Delta T_i = m_{ret} \cdot \Delta T_{ret}$$

de donde todos los parámetros son conocidos salvo la Temperatura final de cada flujo, que será la misma, puesto que se alcanzará el equilibrio térmico. De aquí obtenemos esta Temperatura, T_e .

Una vez calculada la temperatura de equilibrio, procedemos a calcular el flujo de calor procedente del flujo de retorno, mediante:

$$|Q_{ret}| = m_{ret} \cdot c \cdot \Delta T_{ret} = m_{ret} \cdot c \cdot |T_{sl} - T_e|$$

Tan sólo una parte de este calor que lleva el flujo de retorno recuperamos. El nivel de recuperación nos lo da la eficiencia del recuperador seleccionado, η . Por tanto, el calor recuperado real será:

$$Q_{recup} = \eta \cdot Q_{ret}$$

Se adjunta la siguiente tabla que sigue el procedimiento de cálculo

ESPACIO	RÉGIMEN	Q imp [m3/h]	M imp [kg/s]	Q ret[m3/h]	M ret [kg/s]	Te [°C]	Qreal [w]
baja carga termica	calefacción	18098	6,264	3519	1,173	-1,37	8263
	refrigeración					26,95	821
alta carga termica	calefacción	3805	1,26	761	0,25	-1,19	1778
	refrigeración					26,91	172



-1.memoria-

A la vista de los resultados presentamos un importante ahorro en el régimen de calefacción, suponiendo este un 15% de la demanda estimada para dicho régimen. Nos supone pues un importante ahorro energético, como acabamos de comprobar.

-Elementos agua-aire

Se consigue un ahorro energético en zonas no utilizadas mediante el cierre total del elemento ventiloconvector de la zona a climatizar. Esto permite optimizar el tratamiento de aire sólo en los locales ocupados, revertiendo en un rendimiento del sistema elevado.

-Difusión

Debido al alto índice de inducción que presentan los difusores elegidos, se alcanzan antes las condiciones de confort del recinto climatizado, por lo tanto se produce un manifiesto ahorro de Energía, con respecto a elementos con bajos coeficientes de inducción.

-Bombas circuladoras

Cada bomba seleccionada lleva incorporado un variador de frecuencia en el motor eléctrico, este es el modo óptimo para reducir el consumo de energía y evitar ruidos y mal funcionamiento, ya que así se ajusta el punto de trabajo de las bombas a las condiciones de funcionamiento reales. Estos sistemas generan un sistema trifásico de tensión y frecuencia variable a partir de una red monofásica o trifásica de tensión y frecuencia constantes.

El principio de funcionamiento está en función de la presión medida por los manómetros en la red de tuberías, los variadores modifican la velocidad de las bombas para ajustar el punto de funcionamiento de cada bomba.

Aparte del ahorro energético que produce este control tan fino, la tecnología añade las siguientes mejoras:

- Arranque progresivo de las bombas cuando entran en funcionamiento.
- Eliminación del golpe de ariete.
- Por lo tanto se alarga la vida útil de las bombas.



10. BIBLIOGRAFÍA

1. "Manual de Climatización Pinazo"
Tomo II, Cargas térmicas
Jose Manuel Pinazo Ojer
Universidad Politécnica de Valencia
2. Código Técnico de la edificación
3. Normativa UNE
4. Código ASME
5. Apuntes de la asignatura " Transferencia de Calor"
Belén Zalba y Ana Lazaro
Universidad de Zaragoza
6. RITE " Reglamento de instalaciones térmicas interiores de los edificios"
7. "Manual de aire acondicionado"
Carrier
Ed. Macobombo
8. DTIE 2.02 "Calidad aire interior"
DTIE 3.01 "Psicrometría"
DTIE 4.01 "Tuberías, cálculo de la pérdida de presión y criterios de diseño"
DTIE 5.01 " Cálculo conductos
DTIE 7.01 " Cálculo carga y demanda térmica"
DTIE 9.01 "Sistemas de climatización"
9. "Datos climáticos Aragón"
Atecyr
10. "RITE+ resumen de normas UNE"
Ediciones Ceysa
11. Catálogos comerciales de TROX; CIATESA, CARRIER, SHACKO, TECNOVENT...:
12. "Calentamiento del aire mediante baterías. Aplicación de calderas BT y CD. Comparación con bomba de calor y calderas CV".
VITI,A.
El instalador



13. <http://www.caloryfrio.com>
<http://www.asifunciona.com>
<http://edison.ups.edu.htm>
14. "La bomba de calor, fundamentos, técnicas y aplicaciones"
Román Monasterio Larrinaga
Pedro Hernández Martín
Javier Saiz Hernández
Ed. Mc Graw Hill



11. ANEJOS DE CÁLCULO

11.1 CÁLCULO DE LA ZONA CLIMÁTICA.

Para la limitación de la demanda energética se establecen 12 zonas climáticas identificadas mediante una letra, correspondiente a la división de invierno, y un número, correspondiente a la división de verano. En general, la zona climática donde se ubican los edificios se determinará a partir de los valores tabulados. En localidades que no sean capitales de provincia y que dispongan de registros climáticos contrastados, se podrán emplear, previa justificación, zonas climáticas específicas.

El procedimiento para la determinación de la zonificación climática se recoge en el apéndice D de la exigencia básica DB HE1 del CTE:

“La zona climática de cualquier localidad en la que se ubiquen los edificios se obtiene de la tabla D.1 en función de la diferencia de altura que exista entre dicha localidad y la altura de referencia de la capital de su provincia”

Según esto buscamos la capital de provincia de Panticosa, lugar de emplazamiento del proyecto, es decir Huesca:

Capital provincia	Invierno	Verano	Altitud [m]
Huesca	D	2	432

Siendo la altitud de Panticosa de 1184m sobre el nivel del mar¹, obtenemos un desnivel entre capital y lugar de edificación de $\Delta Z = 1184 - 432 = 752m$

En la tabla D.1 entramos por $600 < \Delta Z < 800$ y con la capital de provincia: Huesca que nos da como resultado la zona climática del lugar de edificación:

ZONA CLIMÁTICA: E1

¹ Dato de altitud obtenido de <http://www.valledetena.com/pueblos/panticosa.htm>



11.2.CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.

Se adjuntan las fichas justificativas que permiten cotejar que los parámetros característicos y parámetros característicos medios son de conformidad con el documento básico DB HE..

El método de cálculo utilizado es el propuesto en el apéndice E "Cálculo de los parámetros característicos de la demanda" del documento básico DB HE. Seguimos el procedimiento de cálculo indicado en dicho apéndice para cada parámetro.

1Parámetros Característicos

ZONA CLIMÁTICA	E1	ZONA DE CARGA INTERNA	Alta
-----------------------	----	------------------------------	------

Cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica	Uproy	Umax
Muros de fachada	0,48	0,74
Primer metro del perímetro de suelos apoyados y muros en contacto con el terreno	0,36	
Particiones interiores en contacto con espacios no habitables	0,55	
Suelos	-	0,62
Cubiertas	-	0,46
Vidrios de huecos y lucernarios	2,9	3,1
Marcos de huecos y lucernarios	2,5	
Medianerías	-	1

Particiones interiores (edificios de viviendas)		1,2
--	--	-----



-1.memoria-

MUROS DE FACHADA		
Um		Ulim
N	-	0,57
E	-	
O	-	
S	-	
SE	0,56	
SO	0,52	

HUECOS Y LUCERNARIOS			
Uh		Ulim	Fh Flim
-			
-			
-			
-			
-	-		-
2,85	3,10		0,46

CONT. TERRENO	
Ut	Ulim
0,24	0,57

SUELOS	
Ut	Ulim
-	0,48

CUBIERTAS	
Ut	Ulim
-	0,35

LUCERNARIOS	
Ft	Flim
-	0,36



-1.memoria-

ZONA CLIMÁTICA	E1	ZONA DE CARGA INTERNA	Baja
-----------------------	----	------------------------------	------

Cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica	U_{proy}	U_{max}
Muros de fachada	0,48	0,74
Primer metro del perímetro de suelos apoyados y muros en contacto con el terreno	0,44	
Particiones interiores en contacto con espacios no habitables	0,54	
Suelos	0,28	0,62
Cubiertas	0,27	0,46
Vidrios de huecos y lucernarios	2,9	3,1
Marcos de huecos y lucernarios	2,5	
Medianerías	-	1
Particiones interiores (edificios de viviendas)	-	1,2

MUROS DE FACHADA		
	U_m	U_{lim}
N	0,50	0,57
E	-	
O	0,48	
S	-	
SE	0,49	
SO	0,50	

HUECOS Y LUCERNARIOS			
	U_h	U_{lim}	
	2,72	3,10	0,3135
	-	-	-
	2,69	3,10	0,13
	-	-	-
	2,71	3,10	0,14
	2,78	3,10	0,22



-1.memoria-

CONT. TERRENO	
Ut	Ulim

0,44	0,57
------	------

SUELOS	
Ut	Ulim

0,29	0,48
------	------

CUBIERTAS	
Ut	Ulim

0,27	0,35
------	------

LUCERNARIOS	
Ft	Flim

0,17	0,36
------	------

2 Valores característicos medios

ZONA CLIMÁTICA	E1	ZONA DE CARGA INTERNA	Alta
-----------------------	-----------	------------------------------	-------------

MUROS (UMm) y (Utm)						
	Tipos	A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
SE	M2	18,922	0,55	10,4071	A	21,952
	Pf(pilares en cerramientos)	3,03	0,6	1,818	A.U	12,2251
				0	U	0,56
SO	M1	36,846	0,48	17,68608	A	71,172
	M2	31,296	0,55	17,2128	A.U	36,71688
	Pf(pilares en cerramientos)	3,03	0,6	1,818	U	0,52
C-TER	T1	239,79	0,36	86,3244	A	761,36
	T3	521,57	0,19	99,0983	A.U	185,4227
				0	U	0,24



-1.memoria-

HUECOS (Uh, Fh)						
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
OS	VTT2	2,88	2,78	8,0064	A	32,255
	VTT3	3,6	2,79	10,04832	A.U	92,02897
	Vd6	7,5	2,87	21,525	U	2,85
	Vd7	7,125	2,87	20,44875		
	Vd8	11,15	2,87	32,0005		

Tipos	A (m ²)	U (W/m ² °K)	F (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	A.F (m ²)	Resultados	
VTT2	2,88	2,78	0,216279	8,0064	0,62288352	A	32,255
VTT3	3,6	2,79	0,22514	10,044	0,810504	A.U	92,02465
Vd6	7,5	2,87	0,47	21,525	3,525	A.F	13,54763752
Vd7	7,125	2,87	0,47	20,44875	3,34875	U	2,85
Vd8	11,15	2,87	0,47	32,0005	5,2405	F	0,42



ZONA CLIMÁTICA	E1	ZONA DE CARGA INTERNA	Baja
-----------------------	-----------	------------------------------	------

MUROS (UMm) y (Utm)						
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
N	M1	297,1715	0,48	142,64232	A	362,9915
	M2	24,65	0,54	13,311	A.U	180,65532
	Pf(pilares>0,5m^2)	41,17	0,6	24,702	U	0,50
O	M1	14,415	0,48	6,9192	A	14,415
				0	A.U	6,9192
				0	U	0,48
SE	M1	135,312	0,48	64,94976	A	159,212
	M2	16,83	0,54	9,0882	A.U	78,27996
	Pf en M1	7,07	0,6	4,242	U	0,49
SO	M1	232,1182	0,48	111,416736	A	330,8002
	M2	85,532	0,54	46,18728	A.U	166,48624
	Pf en M1	9,11	0,6	5,466	U	0,50
	Pf en M2	4,04	0,8456	3,416224		
C-TER	T1	206,006	0,44	90,64264	A	206,006
				0	A.U	90,64264
				0	U	0,44



SUELOS (U_{sm})					
Tipos	A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
S2	425,02	0,2896	123,085792	A	425,02
			0	A.U	123,085792
			0	U	0,29
CUBIERTAS Y LUCERNARIOS (U_c, F_I)					
Tipos	A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
C1	571,8044	0,27	154,387188	A	576,5044
Pf1(>0,5m ²)	4,7	0,36859	1,732373	A.U	156,119561
			0	U	0,27
Tipos	A (m ²)	F (W/m ² °K)	A.F (m ²)	Resultados	
VC1"	20,88	0,14	2,9232	A	30,209
VLX-3"	5,312	0,2108	1,1197696	A.F	5,0580655
VE1h2"	4,017	0,2527	1,0150959	F	0,17



-1.memoria-

HUECOS (Uh, Fh)							
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados		
Z	PV3	32,76	2,72768	89,3587968	A	56,73	
	V3"	2,52	2,708	6,82416	A.U	154,250249	
	VA2h	0,75	2,644	1,983	U	2,7190243	
	VEC2h	3,15	2,73048	8,601012			
	V1h	17,55	2,7056	47,48328			
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	F (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	A.F (m ²)	Resultados
PV3		32,76	2,72768	0,31691	89,3587968	10,3819716	A 56,73
V3"		2,52	2,708	0,296	6,82416	0,74592	A.U 154,250249
VA2h		0,75	2,644	0,228	1,983	0,171	A.F 14,1926076
VEC2h		3,15	2,73048	0,15034	8,601012	0,473571	U 2,72
V1h		17,55	2,7056	0,1379	47,48328	2,420145	F 0,25
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados		
O	VA1h	2,25	2,692	6,057	A	2,25	
				0	A.U	6,057	



-1.memoria-

				0	U	2,692		
Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	F (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	A.F (m ²)	Resultados	
VA1h		2,25	2,692	0,13392	6,057	0,30132	A	2,25
					0	0	A.U	6,057
					0	0	A.F	0,30132
					0	0	U	2,69
							F	0,13

Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
SE	V1h	11,7	2,7056	31,65552	A	11,7
				0	A.U	31,65552
				0	U	2,7056

Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	F (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	A.F (m ²)	Resultados	
V1h		11,7	2,7056	0,1379	31,65552	1,61343	A	11,7
					0	0	A.U	31,65552
					0	0	A.F	1,61343
					0	0	U	2,71
							F	0,14



-1.memoria-

Tipos		A (m ²)	U (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	Resultados	
SO	VTT2	2,88	2,7776	7,999488	A	92,1328
	PV3	43,68	2,72768	119,145062	A.U	255,729218
	VTT3	3,6	2,7912	10,04832		
	PV2	9,45	2,736	25,8552		
	PV5	3,36	2,71944	9,1373184		
	VTT4	2,55	2,7866	7,10583		
	PZ1h	23,6128	2,8812	68,0331994		
	VTT5	3	2,8016	8,4048	U	2,77565881

Tipos	A (m ²)	U (W/m ² °K)	F (W/m ² °K)	A.U (W/°K)	A.F (m ²)	Resultados	
VTT2	2,88	2,7776	0,2162799	7,999488	0,62288611	A	92,1328
PV3	43,68	2,72768	0,2091	119,145062	9,133488	A.U	255,729218
VTT3	3,6	2,7912	0,225	10,04832	0,81	A.F	26,2261955
PV2	9,45	2,736	0,2149	25,8552	2,030805	U	2,78
PV5	3,36	2,71944	0,2033	9,1373184	0,683088	F	0,28
VTT4	2,55	2,7866	0,2221	7,10583	0,566355		
PZ1h	23,6128	2,8812	0,48917	68,0331994	11,5506734		
VTT5	3	2,8016	0,2763	8,4048	0,8289		



11.3 CÁLCULO CONDENSACIONES SUPERFICIALES.

El cumplimiento de los valores de transmitancia límite para los cerramientos sujetos a comprobación, ya implica el cumplimiento de la comprobación de condensaciones superficiales. De cualquier manera, por ser rigurosos realizaremos la comprobación igualmente.

La comprobación de condensaciones superficiales se basa en la comparación del valor del factor de temperatura de la superficie interior mínimo, con el valor del factor de temperatura superficial correspondiente a cada cerramiento sujeto a comprobación. Si este es mayor al factor de temperatura de la superficie interior mínimo, obtenemos un resultado positivo.

Cálculamos los valores correspondientes al factor de temperatura según el apéndice G “condensaciones” del documento básico HE1

Cálculo de $FR_{si,min}$

$$FR_{si,min} = (\theta_{si,min} - \theta_e) / (20 - \theta_e)$$

Siendo,

$FR_{si,min}$ = factor de temperatura de la superficie interior mínimo

$\theta_{si,min}$ = la temperatura superficial interior mínima aceptable

θ_e = temperatura exterior de la localidad en el mes de enero definida en el apartado G.1.1, es decir nuestra temperatura exterior de proyecto en invierno

ϕ = humedad relativa interior definida en el apartado G.1.2.1 [en tanto por uno]

$$\theta_{si,min} = [237.3 \cdot \ln(P_{sat}/610.5)] / [17.269 - \ln(P_{sat}/610.5)]$$

$$P_{sat} = (\phi \cdot 2337) / 0.8$$

Nuestras condiciones :

$$\theta_e = -5.6^\circ\text{C}$$

$$\phi = 50\% = 0.5$$

$$P_{sat} = 0.5 \cdot 2337 / 0.8 = 1460.625$$



-1.memoria-

$$\theta_{si,min}=(206.984/16.39675)=12.623$$

$$FR_{si,min}=(12.623+5.6)/(20+5.6)=\mathbf{0.71}$$

Cálculo de Frsi para cada cerramiento

M1

$$Frsi=1-0.25*U=0.88$$

$$U=0.48$$

Pf1

$$Frsi=1-0.25*U=0.85$$

$$U=0.6$$

Cu

$$Frsi=1-0.25*U=0.93$$

$$U=0.27$$

Como todos los factores de temperatura son superiores al factor de temperatura interior mínimo, se garantiza que no se van a producir condensaciones superficiales en los cerramientos del edificio.



11.4 CÁLCULO CONDENSACIONES INTERSTICIALES

Seguimos el modelo de cálculo del apéndice G “condensaciones” del documento básico HE1. El proceso trata de evaluar las condensaciones intersticiales en todas las capas de cerramiento a evaluar. Comprobaremos que la presión de vapor interior en la entrecapa es inferior al valor de la presión de saturación en ese lugar. Si esto se cumple deducimos que no se producen humedades.

Comprobamos esto para los muros M1, Pf1 y Cu, igualmente que en el caso anterior. Añadimos las tablas de cálculo para cada tipo de cerramiento y la comprobación realizada.

Muros en contacto con el aire Exterior: M1

		Tcapa	Sdn	Psat	Pcapa	Cumplimiento
Ext	Tse	-2,380637694 676,1				
Capa1	T1	6,772743681	0,6	985,81981	846,4716159	No condensa
Capa2	T2	7,43178714	0,045	1031,415298	859,2494871	No condensa
Capa3	T3	12,80859858	0,84	1478,318952	1097,769749	No condensa
Capa4	T4	15,45992284	0,14	1755,532065	1137,523126	No condensa
Capa5	T5	18,57207251	0,51	2138,204069	1282,339	No condensa
Int	Tsi	20				
		Stot	2,135			

Pe	676,1
Pi	1282,339



Puentes térmicos en M1: Pf1

		Tcapa	Sdn	Psat	Pcapa	Cumplimiento
Ext	Tse	-2,272603136				676,1
Capa1	T1	9,47362123	0,618	1184,687064	697,7714312	No condensa
Capa4	T3	10,56841496	16	1274,845259	1258,844083	No condensa
Capa5	T5	14,34356574	0,16	1633,700931	1264,454809	No condensa
Capa6	T6	18,22096019	0,51	2091,662532	1282,339	No condensa
Int	Tsi	20				
		Stot	17,288			

Pe	676,1
Pi	1282,339



11.5 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

A continuación detallamos el proceso de cálculo para determinar cada carga térmica que afecta al edificio.

Carga debida a los cerramientos

A través de los cerramientos se produce una transferencia de calor al edificio por conducción, radiación y convección que hay que vencer para garantizar unas condiciones interiores satisfactorias, siendo esta una de las cargas térmicas que hay que considerar.

Para calcular la carga térmica debida a cerramientos muros exteriores, vidrios y cristaleras.... nos basamos en el *manual de climatización de Pinazo*.

calculamos esta carga térmica para cada zona, y no para cada planta². Consideramos todo el espacio de manera global para realizar el cálculo de esta carga.

Para verano(condiciones en refrigeración):

Realizamos los cálculos siguiendo fielmente el manual de climatización de Pinazo.

Primeramente calculamos el peso de los cerramientos, ya que es un parámetro requerido:

Peso muro = Σ espesor*densidad \rightarrow mirar si es muro medio, ligero, pesado(según Pinazo)

Ligero= Peso 200 Kg/m²

Medio= Peso 300 Kg/m²

Pesado= Peso 500 Kg/m²

Muro tipo M1 : Peso = $390*0.1+(3E-3)*120+0.14*840+7E-3*30+0.085*750=220,92\text{Kg/m}^2$

Por lo que consideramos el muro exterior como muro ligero (200Kg/m²)

Cubierta Cu: Peso = $2400*3E-3+1E-3*120+1470*3E-1+320*2.1E-2+30*1E-2+120*3E-3+200*1.9E-2=460\text{Kg/m}^2$

Consideramos la cubierta como techo invertido pesado (550Kg/m²) por ser el valor que mas se acerca al obtenido.

² Recordamos que la zona de alta carga térmica se compone de la planta S-2 y la de baja carga térmica la correspondiente a S-1, PB, P1 ,P2 y P3



Luego tomamos los valores de área de cerramiento y U (calculado en el apartado 12.2 calculo de parametros característicos medios), las condiciones interiores y exteriores, y por último aplicamos las correcciones impuestas por el manual, para obtener la carga térmica sensible, latente y total de todos los tipos de muro,cristaleras,cubiertas.... De la zona por orientaciones. La suma total de todos los tipos de muros con sus orientaciones es la carga térmica debida a cerramientos en la zona. Los cálculos se han realizado en la hoja de cálculo adjuntada:

ZONA BAJA CARGA TÉRMICA:

Cargas debidas a paredes,techos y suelos y a traves de superficies acristaladas	AMBIENTE EXTERIOR									
	Cerramientos opacos									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]
	N									
	S									
	E									
	O									
	SE									
	SO	0,48	36,846	Medio	Ligero	29,9	-1,9	28,0	25	53
	NE									
	NO									
	Cristaleras									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]	
	SO	2,85	32,255	564	0,42	27,3	25	211	7641	
	LOCAL CONTIGUO SIN									



-1.memoria-

CLIMATIZAR									
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
N									
S									
E									
O									
SE	0,55	18,922	26,15	25	12				
SO									
NE									
NO									

ZONA ALTA CARGA TERMICA

Cargas debidas a paredes, techos y suelos y a traves de superficies acristaladas	AMBIENTE EXTERIOR									
	Cerramientos opacos									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]
	N	0,48	297,1715	Medio	Ligero	28,4	-1,9	26,5	25	214
	S									
	E									
	O	0,48	14,415	Medio	Ligero	28,7	-1,9	26,8	25	12
	SE	0,48	135,312	Medio	Ligero	37,2	-1,9	35,3	25	669
	SO	0,48	232,1182	Medio	Ligero	29,9	-1,9	28,0	25	334
	NE									



-1.memoria-

NO										
Cristaleras										
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]		
N	2,72	56,73	162	0,25	27,3	25	355	2298		
S										
E										
O	2,69	2,25	617	0,13	27,3	25	14	180		
SE	2,71	11,7	162	0,14	27,3	25	73	265		
SO	2,78	92,1328	564	0,28	27,3	25	589	14550		
NE										
NO										
Cubiertas										
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]	
N	0,27	571,8044	Oscuro	Pesado		-1,9	-1,9	25	-4153	
S										
E										
O						-1,9	-1,9	25	0	
SE						-1,9	-1,9	25	0	
SO						-1,9	-1,9	25	0	
NE										
NO										
LOCAL CONTIGUO SIN										



-1.memoria-

	CLIMATIZAR									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
	N	0,54	24,65	26,15	25	15				
	S									
	E									
	O									
	SE	0,54	16,83	26,15	25	10				
	SO	0,54	85,532	26,15	25	53				
	NE									
	NO									
	Suelos	0,28	425,02	26,15	25	137				

Para Invierno(condiciones en calefacción)

Nuevamente seguimos el manual de climatización de Pinazo, en el que vemos que para calefacción los cálculos se simplifican, sin aplicar correcciones de temperatura, únicamente con las condiciones exteriores e interiores de proyecto y los parámetros A y U de cada cerramiento, obtenemos la carga térmica asociada al cerramiento. Cálculos:

ZONA ALTA CARGA TERMICA

paredes,techos y suelos y a traves de superficies orientadas	AMBIENTE EXTERIOR								
	Cerramientos opacos								
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Text [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]			
	N								
	S								



-1.memoria-

E									
O									
SE									
SO	0,48	36,846	-5,6	21	-470				
NE									
NO									
Cristaleras									
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]	
SO	2,85	32,255	0	0,42	-5,6	21	2445	0	
LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR									
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
N									
S									
E									
O									
SE	0,55	18,922	7,70	21	-138				
SO									
NE									
NO									



ZONA BAJA CARGA TÉRMICA

Cargas debidas a paredes, techos y suelos y a traves de superficies acristaladas	AMBIENTE EXTERIOR								
	Cerramientos opacos								
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]			
	N	0,48	297,1715	-5,6	21	-3794			
	S								
	E								
	O	0,48	14,415	-5,6	21	-184			
	SE	0,48	135,312	-5,6	21	-1728			
	SO	0,48	232,1182	-5,6	21	-2964			
	NE								
	NO								
	Cristaleras								
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Qsens tr [W]	Qsens rad [W]
	N	2,72	56,73	0	0,25	-5,6	21	-	0
	S								
	E								
	O	2,69	2,25	0	0,13	-5,6	21	-161	0
	SE	2,71	11,7	0	0,14	-5,6	21	-843	0
	SO	2,78	92,1328	0	0,28	-5,6	21	-	0



-1.memoria-

NE									
NO									
Cubiertas									
	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]				
N	0,27	571,8044	-5,6	21	-4107				
LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR									
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
N	0,54	24,65	7,70	21	-177				
S									
E									
O									
SE	0,54	16,83	7,70	21	-121				
SO	0,54	85,532	7,70	21	-614				
NE									
NO									
Suelos	0,28	425,02	7,70	21	-1583				



-Proyecto de instalación de Climatización de un Hotel en Panticosa-

-1.memoria-



Cubiertas: Cu

Ext	Tse	Tcapa	Sdn	Psat	Pcapa	Cumplimiento
		-2,578017533			676,1	
Capa1	T1	-2,569768131	2,4	752,9329895	740,1844609	No condensa
Capa2	T2	-2,448776898	0,001	745,6030464	740,2111627	No condensa
Capa3	T3	5,617305322	0,1	910,153013	742,8813486	No condensa
Capa4	T4	14,69164782	18	1670,866512	1223,514805	No condensa
Capa5	T5	15,6688847	1,05	1779,200894	1251,551757	No condensa
Capa6	T6	17,75494045	0,2	2031,260283	1256,892129	No condensa
Capa7	T7	18,11791415	0,003	2078,172725	1256,972234	No condensa
Capa8	T8	19,39504383	0,95	2250,860459	1282,339	No condensa
Int	Tsi	20				
		Stot	22,704			

Pe	676,1
Pi	1282,339



Carga de ventilación

Se desglosa aquí el cálculo referente a la carga de ventilación para ambos regímenes, para ello nos basamos en los caudales mínimos de ventilación impuestos en el capítulo 3, sección 3.2 ocupación máxima y sección 3.3 caudales mínimos de ventilación de la memoria descriptiva. Notar que debido a las diferentes zonas de uso que componen el espacio de alta carga térmica, para realizar un cálculo preciso se calcula el cálculo de la carga por zonas, y la carga total de la zona se obtiene de la suma de todas las cargas de zona. El cálculo de la zona de baja carga térmica se realiza de manera global al espacio por entero. Presentamos un caso que sirve como ejemplo para los cálculos realizados:

Ejemplo de cálculo de ventilación:

Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]	Qlat [W]
	1,13	27,3	25	3369	0,009	0,008	3393
	Tipo Zona	IDA2	fumadores				
	Qvent/persona*h	90	% en Restaurante	0,5			
	Npersonas en zona	90	Np en restaurante	45			
	Cp=CpTM [KJ/KgK]	1,005					
	Tm	26,15					

Los valores en azul son los calculados.



-1.memoria-

Los valores en verde son los relativos al número de personas en la habitación.

Siendo,

- Npersonas en zona= número de personas que se encuentra en la zona de alta carga térmica
- % en Restaurante= porcentaje de personas de la zona que se encuentran en el restaurante
- Np en restaurante= número de personas que se encuentran en el restaurante **Np en restaurante= Npersonas en zona X % en Restaurante**
- $Q_{vent}[m^3/s] = (Q_{vent}/persona \cdot h \cdot X \cdot N_p)/3600$
- $Q_{sens} = \rho \cdot C_p \cdot Q_{vent}[m^3/s] \cdot (T_s - T_{sl})$
- $Q_{lat} = \rho \cdot C_p \cdot Q_{vent}[m^3/s] \cdot (W_{ext} - W_{sl})$

Carga debida a ocupantes:

Cabe decir, como ya hemos comentado, que las condiciones de ocupación en verano serán diferentes a las de invierno. En verano debido a la hora, tendremos una alta concentración de personas en el bar-restaurante y sala de estar, así como también un % en las habitaciones, ya que se trata de la hora al medio día, en la que o se está descansando en la habitación del hotel, o se está comiendo. Por el contrario en invierno, la mayor concentración de personas estará en las habitaciones por ser una hora temprana (7:00h)

Ahora evaluaremos diferentes hipótesis para la evaluación de la carga térmica debida a los ocupantes:

Para verano(condiciones en refrigeración):

Hipótesis 1

Nos basamos en la tabla ASHRAE 62 (fuente: Manual de climatización. Pagina 4.42, autores Enrique Torrella, Joaquín navarro, Ramón cabello López, francisco Gómez marqués, ED AMV ediciones)

Zona	Ocupación/m ²	Area zona	Pesonas
Restaurante-Bar	0.75	106.33	80
Sala Estar	0.22	52.13	12
Cocina,Lavanderi..	0.22	35.03	8
Servicios	0.22	59.67	13
Pasillos	0.32	85.81	28
Administracion	0.08	52.13	4



- Sala-estar, considerado como biblioteca
- Consideramos pasillos como extensión zona recepción de un hotel
- Consideramos la zona de administración como una pequeña oficina

Esta hipótesis me parece un calculo muy sobre valorado, y que se acerca poco a la realidad de lo que puede ser la ocupación real del hotel, ya que implicaría una ocupación de 145 personas sólo en la planta baja, lo cual implica contando con una ocupación máxima (71 personas alojadas) implicaría un excedente de 74 personas que no son del hotel, lo cual es muy exagerado para las prestaciones del mismo, teniendo en cuenta que el uso de vestuarios, sala de estar y el resto está restringido al uso de los usuarios del hotel. Además este cálculo implica que no habría nadie en el resto de plantas, y teniendo en cuenta la hora de proyecto(15horas), suponemos una ocupación mínima en dichas habitaciones.

Hipótesis 2

Teniendo en cuenta la ocupación máxima real de personas en el hotel y de las personas trabajando en un turno normal(es decir, que trabajan simultáneamente) elaboramos la siguiente tabla de ocupación:

Ocupación Clientes hotel						
	habitación					
Planta	A	B	C	D	E	F
SOT-1	2	2	2	2	3	
PB	4	2	2	2	4	2
P1	4	2	2	2	4	2
P2	4	2	2	2	4	2
Pcub	2	2	2	2	2	2

Nmax personas	71
---------------	----



-1.memoria-

			Personal			
Dirección		Limpieza		Hostelería		
Gerente	1	"hacen camas"	3	Cocina	2	
Recepción	2	Limpieza	1	Camareros	3	
Botones	1					

Nmax turno	13
------------	----

Tabla 2.1 ocupación de personas en el hotel

Observando esto tenemos el número máximo de personas que se encontrarían en el hotel debida a la ocupación. Este valor toma en la hoja de cálculo el nombre de "*Npersonas hot*" y vemos que es de 83 personas.

Tenemos en cuenta el posible aumento de gente puntual con la variable "*Npersonas Ajenas*" con la que se engloban las posibles personas que pueden entrar en el hotel fundamentalmente a cafetería, restaurante que no estén alojadas(consideradas en la variable "*Npersonas hot*") Es probable que como máximo este valor pueda estar en las 40 personas. Ya que son personas ajenas al hotel, añadimos este flujo de personas al número total de personas de la planta sot-2, ya que es la zona donde se encuentra el restaurante, bar y sala de estar. En resumen las personas "*Npersonas Ajenas*" se añadirán a las personas que ocupan la planta sot-2.

Dado que la situación de la ocupación es marcada fuertemente por la franja horaria en la que nos encontremos, distribuimos las personas alojadas y gente que trabaja en el hotel entre la zona de servicios(sot-2) y la zona de habitaciones(resto de plantas) ya que en la franja horaria en que nos encontramos la gente se acumula en el bar-restaurante, en las habitaciones descansando, o en menor medida en el resto de zonas. Para realizar esto utilizamos un sistema de porcentajes en el que la distribución de personas queda así:

Personas alojadas→ 60% en la zona de servicios(42 personas)

Personas alojadas→ 40% en la zona de habitaciones(42 personas, que distribuidas en 4 plantas nos resulta a 10personas/planta, esto es 2 personas por habitación de media)



Personas ajenas→ el 100% en la zona de servicios

Distribuimos a su vez las personas de la zona de servicios, mediante un sistema de porcentajes que intente reflejar la realidad. Esto es gran porcentaje de gente en el bar-restaurante, algunas personas en la sala de estar, y menor porcentaje en el resto de zonas.

%Restaurante	0,65	0,75	P.Restaurante	53
%Sala Estar	0,1		P.Sala estar	8
%Lavanderia	0,08	0,25	P.Lavanderia	7
%Servicios	0,1		P.Servicios	8
%Pasillos	0,05		P.Pasillos	4
%Administracion	0,02		P.Administracion	2

Fig 2.2Tabla de porcentajes y personas asociadas

Notar que podemos distribuir la ocupación con este sistema como queramos y así ver la influencia térmica que tiene la distribución de ocupación en la zona de alta carga térmica.

Hemos realizado un pequeño estudio en el que vemos que la carga térmica en refrigeración aumenta conforme aumenta el número de personas en la zona de alta carga térmica. Esto lo hemos realizado calculando mediante el sistema anterior, una tabla en la que tomamos los diferentes valores de carga para los diferentes % de personas en la zona de alta carga térmica, obteniendo:

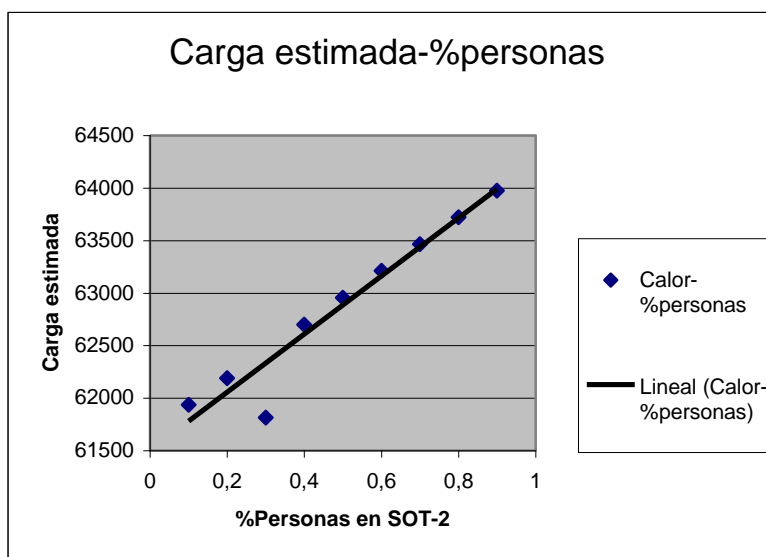


Fig 2.3 Gráfica carga estimada-%personas

El valor más desfavorable sería todas las personas en la planta S-2, pero como esta situación sería irreal dada la hora, fijamos las condiciones en las anteriores, para que sea más realista. Por otro lado, calculamos diferentes estados de ocupación en la zona de alta carga térmica, para intentar determinar qué zona es la que más peso tiene dentro de dicha zona. A priori creemos que debe ser la zona de restaurante o Sala de estar. Tras calcular los diferentes estados, podemos observar que la zona de restaurante es la que más fuerza tiene sobre el resto de zonas. Este resultado coincide con las condiciones reales de proyecto, en la hora más desfavorable. Por último seleccionamos los porcentajes de ocupación en la zona de alta carga térmica que maximicen la carga térmica requerida de la zona de alta carga térmica:



-1.memoria-

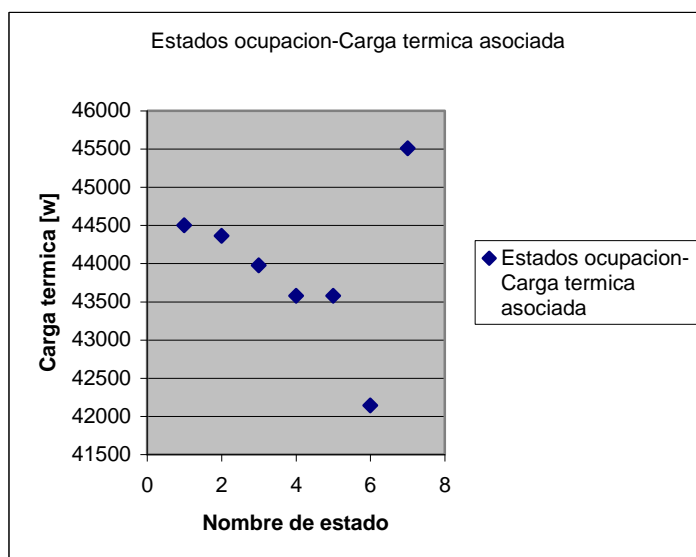


fig 2.4gráfica de diferentes estados de ocupación calculados frente a la carga térmica asociada a estos

Seleccionamos el estado de ocupación número 7:

Estado 7	Restaurante	0,5	45509 W
	Sala Estar	0,3	
	Lavanderia	0,02	
	Servicios	0,13	
	Pasillos	0,02	
	Administracion	0,03	



-1.memoria-

Carga debida a ocupantes

Ejemplo de Cálculo de carga debida a ocupantes:

Ocupantes	Np en Restaurante	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]
	45	Sentado muy ligero	1	3526	2079
		Qsens	Qlat		
		78	46		

Actividad= es la actividad de las personas en la zona, en este caso, las personas de la zona se encontraran sentados realizando trabajo muy ligero.

Según la actividad, vamos a la tabla y colocamos los Qsens y Qlat, según la actividad.

El calor sensible se calculará como $Qsens * Np * FS$

El calor latente se calculará $Qlat * Np * FS$

Realizaremos este cálculo para todas las zonas del hotel. Datos calculados en la hoja de cálculo adjuntada "Cálculo de cargas térmicas refrigeración"

Para invierno(condiciones en calefacción):

No se considera carga térmica en invierno la debida a los ocupantes.



-1.memoria-

Carga de iluminación

Lo primero que debemos considerar aquí es necesidad de iluminación de cada zona. Esto lo obtenemos de la tabla 2.X

En ella podemos observar la iluminación necesaria para diversas zonas en Lux.

Sabiendo que que **1Lux= 1Lumen(lm)/m²** conociendo el valor de lumen que suministra cada aparato de iluminación elegido, podemos, con un cálculo fácil, determinar cuantos aparatos necesitamos de iluminación. Como conocemos la potencia que gastan, podemos obtener la potencia total de la sala. Supondremos, de manera general que cubrimos la demanda de iluminación el uso único de fluorescentes debido al menor consumo que estos llevan asociado. Aún así, en algún caso particular se ha incluido iluminación incandescente, pero únicamente para proporcionar cierta iluminación localizada, para crear una iluminación localizada (como por ejemplo el caso de incluir lámparas de mesilla en las camas...)

Iluminancia $E = \frac{\Phi}{S}$	Símbolo: E	$lux = \frac{lumen}{m^2}$
	Unidad: lux (lx)	

Fig 11.5.1 Conversión de unidades de iluminancia³

Entonces la carga sensible debida a la iluminación de la zona será :

	Qsens [W]
FLuorescentes	Ptot [w]*1.2*0.75
Incandescentes	Ptot[w]*1*0.9

³ obtenida de <http://edison.upc.edu/curs/llum/fotometria/magnitud.html>



Las características de los fluorescentes empleados se muestran en la siguiente comparativa :

COMPARACIÓN ENTRE UNA LÁMPARA CFL de 11 W Y OTRA INCANDESCENTE EQUIVALENTE DE 60 W

	Fluorescente CFL	Incandescente común
Potencia	11 W (watt)	60 W
Entrega de luz	600 lm (lúmenes)	720 lm
Eficiencia	600 lm-11W = 54,35 lm-W	720 lm-60W = 12 lm-W
Vida útil	8 000 a 10 000 horas	1 000 horas
Lámpara necesarias para cubrir 8 000 horas de trabajo.	1	8
Consumo de energía para 8 000 horas de trabajo.	$11 \times 8\,000 / 1\,000 = 88 \text{ kW-h}$	$60 \times 8\,000 / 1\,000 = 480 \text{ kW-h}$
Relación del cosumo eléctrico en %.	18,3 %	100 %

Fig 11.5.2 comparativa entre una lámpara CFL de 11w y otra incandescente equivalente de⁴

⁴ http://www.asifunciona.com/tablas/lamparas_cfl/lamparas_cfl.htm



-1.memoria-

Tareas y clases de local	Iluminancia media en servicio (lux)		
	Mínimo	Recomendado	Óptimo
Zonas generales de edificios			
Zonas de circulación, pasillos	50	100	150
Escaleras, escaleras móviles, roperos, lavabos, almacenes y archivos	100	150	200
Centros docentes			
Aulas, laboratorios	300	400	500
Bibliotecas, salas de estudio	300	500	750
Oficinas			
Oficinas normales, mecanografiado, salas de proceso de datos, salas de conferencias	450	500	750
Grandes oficinas, salas de delineación, CAD/CAM/CAE	500	750	1000
Comercios			
Comercio tradicional	300	500	750
Grandes superficies, supermercados, salones de muestras	500	750	1000
Industria (en general)			



-1.memoria-

Trabajos con requerimientos visuales limitados	200	300	500
Trabajos con requerimientos visuales normales	500	750	1000
Trabajos con requerimientos visuales especiales	1000	1500	2000
Viviendas			
Dormitorios	100	150	200
Cuartos de aseo	100	150	200
Cuartos de estar	200	300	500
Cocinas	100	150	200
Cuartos de trabajo o estudio	300	500	750

fig 11.5.3iluminancia en locales⁵

Ahora realizaremos los siguientes comentarios en cuanto al cálculo de la carga térmica en iluminación, por zonas de cálculo.

⁵ obtenida de http://edison.upc.edu/curs/llum/interior/iluint1.html#al_gen



Zona alta carga térmica (zona de servicios del hotel)

Bar- restaurante

Iluminancia recomendada: 500Lux

Emplearemos solo fluorescentes para suplir dicha demanda de iluminancia

Sala de Estar

Iluminancia recomendada: 300Lux

Emplearemos fluorescentes para suplir esta demanda. Además incluiremos 4 lamparas incandescentes para las mesillas de los sofás, para aportar una iluminación localizada para aumentar el confort en la sala.

Lavandería, Cocina, Almacén

Iluminancia recomendada: 150Lux

Empleamos fluorescentes para cubrir dicha demanda.

Servicios, aseos

Iluminancia recomendada: 150 Lux

Empleados fluorescentes para cubrir dicha demanda

Pasillos, zonas comunes

Iluminancia recomendad: 100Lux

En este caso emplearemos una iluminancia óptima, de 150 Lux, ya que por tratarse de las zonas comunes de la zona de más concurrencia de personas del hotel, debe estar muy iluminada. Consideramos también las razones comerciales al crear un ambiente más atractivo a los usuarios del hotel. También en este caso supliremos esta demanda a través de fluorescentes, ya que consumen menos energía

Administración



-1.memoria-

Iluminancia recomendada: 500 Lux

Consideramos la zona de administración como una pequeña oficina, en la que el valor recomendado de iluminancia son 500 Lux. Utilizaremos para ello fluorescentes para cubrir el 100% de la demanda de iluminación de la zona.

Incluimos también dos lámparas incandescentes para la mesa del gerente y para la recepción

Zona de baja carga térmica (zona de habitaciones)

Hemos tenido en cuenta las siguientes consideraciones

Iluminancia recomendada: 150 Lux

Tomamos este valor al considerar el área de las habitaciones como una zona de dormitorios.

En cuanto al área de la zona a iluminar consideramos el área útil de todas las habitaciones del hotel, despreciando el % debido a zonas comunes de pasillos en todas las plantas que componen la zona de baja carga térmica al ser muy pequeños en comparación con la superficie habitable. La siguiente tabla recoge estas consideraciones:

a	sota	1	Hab	A[m^2]	45,58	Plant	a	baja	Hab	A[m^2]	55,87	amie	nto	cubi	Hab	A[m^2]	38,04
---	------	---	-----	--------	-------	-------	---	------	-----	--------	-------	------	-----	------	-----	--------	-------

-Jaime Sogas Paramio-



-1.memoria-

	A				A				A		
		aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv
			3 Lamparas				3 Lamparas				3 Lamparas
	Hab B	A[m^2]	49,64		Hab B	A[m^2]	45,26		Hab B	A[m^2]	33,04
		aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv
			3 Lamparas				3 Lamparas				3 Lamparas
	Hab C	A[m^2]	39,62		Hab C	A[m^2]	45,64		Hab C	A[m^2]	33,82
		aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv
			3 Lamparas				3 Lamparas				3 Lamparas
	Hab D	A[m^2]	41,19		Hab D	A[m^2]	41,23		Hab D	A[m^2]	31,3
		aparatos	1 Tv			aparatos	2 Tv			aparatos	1 Tv
			3 Lamparas				3 Lamparas				3 Lamparas
	Hab E	A[m^2]	46,71		Hab E	A[m^2]	64,52		Hab E	A[m^2]	36,43
		aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv
			3 Lamparas				3 Lamparas				3 Lamparas
					Hab F	A[m^2]	42,80		Hab F	A[m^2]	37,57
		Azona	222,74			aparatos	1 Tv			aparatos	1 Tv
				X3			3 Lamparas				3 Lamparas



				(Pb,P1,P2)							
--	--	--	--	------------	--	--	--	--	--	--	--

Resumen necesidades	
Atot[m^2]	1318,90
Nincandescentes	93
N tv 15"	32

Fig 11.5.4 Necesidades y áreas de las habitaciones en la zona de baja carga térmica

Según los datos de la tabla, tenemos un área de habitaciones útil a cubrir con fluorescentes de 1318,90 m², además necesitaremos 93 lámparas y 32 televisiones de 15".

Carga debida a máquinas

Se especifican las máquinas tenidas en cuenta en el cálculo de la carga térmica referente a máquinas. Nos hemos basado en el modelo de cálculo del libro "aire acondicionado, autor Carrier".

Zona alta carga térmica (zona de servicios del hotel)

Bar restaurante:

Consideramos las siguientes máquinas:

-Cafetera 11 litros

fuelle: Carrier

-Lavavajillas "Línea Blanca LC-140"

fuelle: <http://www.lineablanca.es/lavado.htm>

A=

-Cocedora para huevos

fuelle: Carrier



-1.memoria-

-Mesa Caliente

Fuente Carrier

$$A=0.6*4.47=2.682m^2$$

Sala de Estar

-2 televisiones

fuentes:

http://www.consumer.philips.com/consumer/catalog/tree/es/es/consumer/tv_gr_es_consumer/flat_tv_ca_es_consumer/ce/ productId_50PF9631D_10_ES_CONSUMER/ activeTab specifications/Televisor digital plano p anor%C3%A1mico+50PF9631D_10?proxybuster=1MG4YDEBIPVQPJ0RMRC SHQNHKFSESI5P

Consumo (sensible) = 400w

Zona de baja carga térmica

Especificaciones de televisión según especificaciones de fabricante.

http://www.consumer.philips.com/consumer/catalog/tree/es/es/consumer/tv_gr_es_consumer/consumer_rs_s creen_size_r_small/ce/ productId_15PF4121_01_ES_CONSUMER/ activeTab specifications/Televisor pla no+15PF4121_01?proxybuster=QILTN00MQJF55J0RMRC SHP3HKFSESI5P

Ejemplo de cálculo.



-1.memoria-

Se tiene en cuenta los calores estimados por la fuente bibliográfica utilizada y se suman según los aparatos estimados.

maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	Cafetera 11ltrs	49	49				
	Lavavajillas(LC-140)	43	23	A.lavavajillas [m^2]	0,28		
	Cocedora para huevos	20	13				
	Mesa Caliente	18	22	A.mesa caliente [m^2]	2,682		
	Tostador(contínuo)	101	43				
	TOTAL	231	150				



11.5.1 REFRIGERACIÓN ZONA ALTA CARGA TÉRMICA

Adjuntamos aquí las tablas resumen que muestran los resultados para el cálculo de ganancias térmicas en la zona de alta carga térmica para el régimen de verano (refrigeración). Debido a las diferencias de uso y ocupación en los que componen la zona de alta, calcularemos dichas cargas por espacio y luego las sumaremos para calcular la carga total. Este procedimiento es de aplicación para todas las cargas térmicas excepto a las debidas a cerramientos, ya que se realiza el cálculo para el global de la zona.

carga debida a cerramientos:

MUROS										
	EN CONTACTO CON AMBIENTE EXTERIOR									
	Cerramientos opacos									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]
	N									
	S									
	E									
	O									
	SE									
	SO	0,48	36,846	Medio	Ligero	29,9	-1,9	28,0	25	53
	NE									
	NO									
	Cristaleras									
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]	
	SO	2,85	32,255	564	0,42	27,3	25	211	7641	



	LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR									
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
	N									
	S									
	E									
	O									
	SE	0,55	18,922	26,15	25	12				
	SO									
	NE									
	NO									

RESTO DE CARGAS POR ZONAS.

ZONA	Bar-Restaurante						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]		Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]
	1,13	27,3	25		3369	0,009	0,008
	Tipo Zona	IDA2	fumadores				
	Qvent/persona*h	90	% en Restaurante		0,5		
	Npersonas en zona	90	Np en restaurante		45		
	Cp=Cp™ [KJ/KgK]	1,005					



	Tm	26,15					
Ocupantes	Np en Restaurante	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	45	Sentado muy ligero	1	3526	2079		
		Qsens [w]	Qlat [w]				
		78	46				
Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	975	1,2	0,75	877		
	Incandescentes	0	1	0,9	0		
	Iluminancia necesaria[Lux]	500	Lumen necesarios	53165			
	Azona[m^2]	106,33					
	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			
	Nfluorescente empleados	89					
	Nincandescente empleados	0					
maq uina s y proc esos	Fuente	Carrier					



	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	Cafetera 11ltrs	49	49				
	Lavavajillas(LC-140)	43	23	A.lavavajillas [m^2]	0,28		
	Cocedora para huevos	20	13				
	Mesa Caliente	18	22	A.mesa caliente [m^2]	2,682		
	Tostador(contínuo)	101	43				
	TOTAL	231	150				
Resultados zona	Azona [m^2]	106,33					
	W _{tot} [W]	14944					
	Ratio [W/m^2]	141					
Habitaciones planta	Sala-Estar.						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Q _{vent} [m^3/s]	T _{s,ext,proyecto} [C]	T _{sL} [C]	Q _{sens} [W]	W _{ext} [Kg/Kgas]	W _{sL} [Kg/kgas]	Q _{lat} [W]
	0,68	27,3	25	2022	0,009	0,008	2036
	Tipo Zona	IDA2	fumadores				



	Qvent/persona*h	90	% en Sala Estar	0,30			
	Npersonas en zona	90	Np en Sala Estar	27			
	Cp=CpTM [KJ/KgK]	1,005					
	Tm	26,15					
Ocupantes	Np en Sala Estar	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	27	Sentado reposo	1,00	1926	841		
		Qsens [w]	Qlat [w]				
		71	31				
Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	287	1,2	0,75	258		
	Incandescentes	240	1	0,9	216		
	Iluminancia necesaria[Lux]	300	Lumen necesarios	15639			
	Azona[m^2]	52,13					
	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			



	Nfluorescente empleados	26					
	Nincandescente empleados	4					
maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	Television PHILIPS	400	0				
	Television PHILIPS	400					
	TOTAL	800	0				
Resultados zona	Azona [m^2]	52,13					
	Wtot [W]	9417					
	Ratio [W/m^2]	181					
ZONA	Cocina-Lavandería-Almacén						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]	Qlat [W]
	0,01	27,3	25	43	0,009	0,008	44



	Tipo Zona	IDA3	no fumadores				
	Qvent/persona*h	29	% en Lavandería...	0,02			
	Npersonas en zona	90	Np en Lavandería...	2			
	Cp=Cp™ [KJ/KgK]	1,005					
	Tm	26,15					
Ocupantes	Np en lavandería...	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	2	de pie, trabajo ligero	1,00	161	219		
		Qsens [w]	Qlat [w]				
		89	121				
Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	96	1,2	0,75	87		
	Incandescentes	0	1	0,9	0		
	Iluminancia necesaria[Lux]	150	Lumen necesarios	5254,5			
	Azona[m^2]	35,03					



	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			
	Nfluorescente empleados	9					
	Nincandescente empleados	0					
Maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	(2) Lavadora industrial	86	46	Lavandería			
	Secadora Industrial	215	215				
	Planchadora industrial	121	80				
	Parrilla Carne	65	35	cocina			
	Microondas	129	55				
	Horno(parte sup cerrada)	215	215		A horno [m^2]	3,615	
	Calentador	7	2				
	Freidora(12,7 Kg grasa)	121	80				
	TOTAL	958	728				
Resultados zona	Azona [m^2]	35,03					
	W_{tot} [W]	3559					
	Ratio [W/m^2]	102					



ZONA	Servicios-Aseos						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]	Qlat [W]
	0,09	27,3	25	282	0,009	0,008	284
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores				
	Qvent/persona*h	29	% en Servicios	0,13			
	Npersonas en zona	90	Np en Servicios	12			
	Cp=Cp™ [KJ/KgK]	1,005					
	Tm	26,15					
Ocupantes	Np en Servicios	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	12	De pie, sin movimiento	1,00	881	576		
		Qsens	Qlat				
		75	49				
Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	164	1,2	0,75	148		
	Incandescentes	0	1	0,9	0		



-1.memoria-

	Iluminancia necesaria[Lux]	150	Lumen necesarios	8950,5			
	Azona[m^2]	59,67					
	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			
	Nfluorescente empleados	15					
	Nincandescente empleados	0					
maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
			0				
	TOTAL	0	0				



Resultados zona	Azona [m^2]	59,67					
	W _{tot} [W]	8051					
	Ratio [W/m^2]	135					
ZONA	Pasillos, Zonas comunes						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Q _{vent} [m^3/s]	T _{s,ext,proyecto} [C]	T _{sL} [C]	Q _{sens} [W]	W _{ext} [Kg/Kgas]	W _{sL} [Kg/kgas]	Q _{lat} [W]
	0,09	27,3	25	282	0,009	0,008	284
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores				
	Q _{vent} /m2 [m3/h.m2]	3,77					
	A [m2]	85,81					
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005					
	T _m	26,15					
Ocupantes	N _p en Zonas Comunes	Actividad	Fact simul	Q _{sens} [W]	Q _{lat} [W]		
	12	De pie,ligero	1,00	1046	1422		
		Q _{sens} [w]	Q _{lat} [w]				
		89	121				
Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					



	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	236	1,2	0,75	212		
	Incandescentes	0	1	0,9	0		
	Iluminancia necesaria[Lux]	150	Lumen necesarios	12871,5			
	Azona[m^2]	85,81					
	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			
	Nfluorescente empleados	21					
	Nincandescente empleados	0					
maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
			0				
	TOTAL	0	0				
Resultados zona	Azona [m^2]	85,81					
	W_{tot} [W]	4566					
	Ratio [W/m^2]	53					



ZONA	Administración						
CARGA							
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]	Qlat [W]
	0,07	27,3	25	202	0,009	0,008	204
	Tipo Zona	IDA2	fumadores				
	Qvent/persona*h	90	% en Administración	0,03			
	Npersonas en zona	90	Np en Administración	3			
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005					
	Tm	26,15					
Ocupantes	Np en administración	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	3	Sentado trab lig	1,00	233	214		
		Qsens	Qlat				
		86	79				

Iluminación	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	478	1,2	0,75	430		



-1.memoria-

	Incandescentes	120	1	0,9	108		
	Iluminancia necesaria[Lux]	500	Lumen necesarios	26065			
	Azona [m^2]	52,13					
	Lumen/fluorescente	600	Potencia/fluorescente [W]	11			
	Lumen/incandescente	720	Potencia/incandescente[W]	60			
	Nfluorescente empleados	43					
	Nincandescente empleados	2					
maquinas y procesos	Fuente	Carrier					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	Ordenador (2)	500	0				
	Copiadora pequeña	1760					
	TOTAL	2260	0				



Resultados zona	Azona [m^2]	52,13					
	W _{tot} [W]	4971					
	Ratio [W/m^2]	95					

TOTAL RESTO CARGAS							
Q _{sens} [w]	23660	Q _{lat} [w]					
	Q _{total} [w]	23660					

11.5.2 REFRIGERACIÓN ZONA BAJA CARGA TERMICA

Adjuntamos aquí las tablas resumen que muestran los resultados para el cálculo de ganancias térmicas en la zona de baja carga térmica para el régimen de verano (refrigeración). Como en toda la zona tiene características homogéneas realizamos todo el cálculo para toda la zona en su conjunto.

CARGA DEBIDA A CERRAMIENTOS:

MUROS										
Cargas debidas a paredes, techos y suelos y a travese de superficies acristaladas	EN CONTACTO CON AMBIENTE EXTERIOR									
	Cerramientos opacos									
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]
	N	0,48	297,1715	Medio	Ligero	28,4	-1,9	26,5	25	214
	S									
	E									
	O	0,48	14,415	Medio	Ligero	28,7	-1,9	26,8	25	12
	SE	0,48	135,312	Medio	Ligero	37,2	-1,9	35,3	25	669



-1.memoria-

SO	0,48	232,1182	Medio	Ligero	29,9	-1,9	28,0	25	334
NE									
NO									
Cristaleras									
Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]	
N	2,72	56,73	162	0,25	27,3	25	355	2298	
S									
E									
O	2,69	2,25	617	0,13	27,3	25	14	180	
SE	2,71	11,7	162	0,14	27,3	25	73	265	
SO	2,78	92,1328	564	0,28	27,3	25	589	14550	
NE									
NO									
Cubiertas									
Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	Color	Peso	Tstandar [C]	Tloc [C]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]
N	0,27	571,8044	Oscuro	Pesado		-1,9	-1,9	25	-4153
S									
E									
O						-1,9	-1,9	25	0
SE						-1,9	-1,9	25	0
SO						-1,9	-1,9	25	0
NE									



-1.memoria-

NO									
LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR									
Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
N	0,54	24,65	26,15	25	15				
S									
E									
O									
SE	0,54	16,83	26,15	25	10				
SO	0,54	85,532	26,15	25	53				
NE									
NO									
Suelos	0,28	425,02	26,15	25	137				

RESTO DE CARGAS TERMICAS:

Ventilación	Fuente	UNE EN 13779					
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proy [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	WsL [Kg/kgas]	Qlat[W]
	0,81	27,3	25	2415	0,009	0,008	2432
	Tipo Zona	IDA2	fumadores				
	Qvent/pax*h	90	% z hab	0,4			
	Npax zona	81	Np z hab	32			



-1.memoria-

	Cp [KJ/KgK]	1,005	hlg [Kj/Kg]				
	Tm	26,15					
Ocupantes	NP Z. hab	Actividad	Fact simul	Qsens[W]	Qlat[W]		
	32	Sentado reposo	1	2300	1004		
		Qsens	Qlat				
		71	31				
Iluminacion	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Tipo	Potencia [W]	SB	FS	Qsens [W]		
	Fluorescentes	4526	1,2	0,75	4073		
	Incandescentes	5580	1	0,9	5022		
	Iluminancia necesaria[Lux]	150	Lumen necesarios	246877,425			
	Azona[m^2]	1645,8495					
	Lumen/fluores	600	Pot/fluores [W]	11			
	Lumen/incande	720	Pot/incande[W]	60			
	Nfluorescente empleados	411					
	Nincandescente	93					



	empleados						
maquinas y procesos	Fuente	Varias, consultar memoria					
	Concepto	Calor cedido					
		Sensible[W]	Latente[W]				
	Television 15"	1344	0				
	TOTAL	1344	0				
Resultados zona	Azona [m^2]	1645,8495					
	Wtot [W]	34208					
	Ratio [W/m^2]	21					

11.5.3 CALEFACCIÓN ZONA ALTA CARGA TÉRMICA

Adjuntamos aquí las tablas resumen que muestran los resultados para el cálculo de ganancias térmicas en la zona de alta carga térmica para el régimen de invierno (calefacción). Debido a las diferencias de uso y ocupación en los que componen la zona de alta, calcularemos dichas cargas por espacio y luego las sumaremos para calcular la carga total. Este procedimiento es de aplicación para todas las cargas térmicas excepto a las debidas a cerramientos, ya que se realiza el cálculo para el global de la zona.

CARGA DEBIDA A CERRAMIENTOS:

MUROS



Cargas debidas a muros	EN CONTACTO CONAMBIENTE EXTERIOR								
	Cerramientos opacos								
	Orientacion	U[W/m^2K]	A[m^2]	Text [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]			
	N								
	S								
	E								
	O								
	SE								
	SO	0,48	36,846	-5,6	21	-470			
	NE								
	NO								
	Cristaleras								
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Q sens tr [W]	Qsens rad [W]
	SO	2,85	32,255	0	0,42	-5,6	21	-	0
	LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR								
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]			
	N								
	S								
	E								



-1.memoria-

O									
SE	0,55	18,922	7,70	21	-138				
SO									
NE									
NO									

RESTO DE CARGAS TERMICAS

CARGAS TERMICAS						
Bar-Restaurante						
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]		
	0,24	-5,6	21	-6433		
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores			
	Qvent/persona*h	29	% en Restaurante	0,65		
	Npersonas en zona	46	Np en restaurante	30		
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,004				
	Tm	7,70				



-1.memoria-

Resultados zona	Azona[m^2]	106,33				
	Wtot[w]	-6941,55				
	Ratio[w/m^2]	-65				
Habitaciones planta	CARGAS TERMICAS					
Sala-Estar						
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	
	0,06	-5,6	21	-1537	0	
	Tipo Zona	IDA2	no fumadores			
	Qvent/persona*h	45	% en Sala Estar	0,10		
	Npersonas en zona	46	Np en Sala Estar	5		
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005				
	Tm	7,7				
Resultado s zona	Azona[m^2]	52,13				
	Wtot[w]	-2046,17				



	Ratio[w/m^2]	-39				
Habitaciones planta	CARGAS TERMICAS					
Cocina-Lavandería-Almacén						
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	
	0,03	-5,6	21	-693	0	
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores			
	Qvent/persona*h	29	% en Lavandería...	0,07		
	Npersonas en zona	46	Np en Lavandería...	3		
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005				
	Tm	7,7				
Resultados zona	Azona[m^2]	35,03				
	Wtot[w]	-1202,44				
	Ratio[w/m^2]	-34				



-1.memoria-

Habitaciones planta	CARGAS TERMICAS					
Servicios-Aseos						
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	
	0,04	-5,6	21	-1090	0	
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores			3,615
	Qvent/persona*h	29	% en Servicios	0,11		
	Npersonas en zona	46	Np en Servicios	5		
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005				
	Tm	7,7				
Resultados zona	Azona[m^2]	59,67				
	Wtot[w]	-1598,69				
	Ratio[w/m^2]	-27				
Habitaciones planta	CARGAS TERMICAS					
Administracion						



-1.memoria-

Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m ³ /s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	
	0,01	-5,6	21	-307	0	
	Tipo Zona	IDA2	no fumadores			
	Qvent/persona*h	45	% en Administración	0,02		
	Npersonas en zona	46	Np en Administracion	1		
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005				
	Tm	7,7				
Resultados zona	Azona[m ²]	52,13				
	Wtot[w]	-816,45				
	Ratio[w/m ²]	-16				

Habitaciones	CARGAS					
--------------	--------	--	--	--	--	--



planta	TERMICAS					
Pasillos Zonas comunes						
Ventilación	Fuente	UNE EN 13779				
	Qvent[m ³ /s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]	Wext [Kg/Kgas]	
	0,02	-5,6	21	-495	0	
	Tipo Zona	IDA3	no fumadores			
	Qvent/area [m ³ /h.m ²]	1,3				
	A [m ²]	85,89				
	Cp=Cp TM [KJ/KgK]	1,005				
	Tm	7,7				
Resultados zona	Azona[m ²]	85,89				
	Wtot[w]	-1004,32				
	Ratio[w/m ²]	-12				

11.5.4 CALEFACCIÓN ZONA BAJA CARGA TERMICA

Adjuntamos aquí las tablas resumen que muestran los resultados para el cálculo de ganancias térmicas en la zona de baja carga térmica para el régimen de invierno (calefacción). Como en



-1.memoria-

toda la zona tiene características homogéneas realizamos todo el cálculo para toda la zona en su conjunto.

CARGA DEBIDA A CERRAMIENTOS

Para toda la planta(Muros...)										
Cargas debidas a paredes, techos y suelos y a traves de superficies acristaladas	AMBIENTE EXTERIOR									
	Cerramientos opacos									
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]				
	N	0,48	297,1715	-5,6	21	-3794				
	S									
	E									
	O	0,48	14,415	-5,6	21	-184				
	SE	0,48	135,312	-5,6	21	-1728				
	SO	0,48	232,1182	-5,6	21	-2964				
	NE									
	NO									
	Cristaleras									
	Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	I[w/m^2]	F	Ts,ext proyecto [C]	TsL [C]	Qsens tr [W]	Qsens rad [W]	
	N	2,72	56,73	0	0,25	-5,6	21	-4105	0	
	S									
	E									



-1.memoria-

O	2,69	2,25	0	0,13	-5,6	21	-161	0	
SE	2,71	11,7	0	0,14	-5,6	21	-843	0	
SO	2,78	92,1328	0	0,28	-5,6	21	6813	0	
NE									
NO									
Cubiertas									
	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint[C]	Qsens tr [W]				
N	0,27	571,8044	-5,6	21	-4107				
LOCAL CONTIGUO SIN CLIMATIZAR									
Orientación	U[W/m^2K]	A[m^2]	Teq [C]	Tint [C]	Q sens tr [W]				
N	0,54	24,65	7,70	21	-177				
S									
E									
O									
SE	0,54	16,83	7,70	21	-121				
SO	0,54	85,532	7,70	21	-614				
NE									
NO									
Suelos	0,28	425,02	7,70	21	-1583				

RESTO DE CARGAS TERMICAS



Ventilación	Fuente	UNE EN 13779		
	Qvent[m^3/s]	Ts,ext,proyecto [C]	TsL [C]	Qsens [W]
	0,79	-5,6	21	-21031
	Tipo Zona	IDA2	no fumadores	
	Qvent/persona*h	45	% en zona habitaciones	0,75
	Npersonas en zona	84	Np en zona habitaciones	63
	Cp=CpTm [KJ/KgK]	1,004		
Tm	7,70			
Resultados zona				
	Azona[m^2]	1645,84		
	Wtot[w]	-45906,68		
	Ratio[w/m^2]	-28		

11.6 CÁLCULO DE CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN

11.6.1 IMPULSIÓN BAJA CARGA TÉRMICA



-1.memoria-

	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	18.818,1	5,227	1,303	1,288	1288	1000	1400	0,12	4,01
AB	14.580,0	4,050	1,122	1,195	1195	1000	1200	0,11	3,61
AC	4.238,1	1,177	0,281	0,598	598	500	600	0,32	4,20
CD	4.105,8	1,141	0,281	0,598	598	500	600	0,31	4,06
DE	3.973,5	1,104	0,281	0,598	598	500	600	0,29	3,93
EF	3.841,2	1,067	0,281	0,598	598	500	600	0,27	3,80
FG	3.708,9	1,030	0,281	0,598	598	500	600	0,25	3,67
GH	3.576,6	0,994	0,234	0,546	546	500	500	0,37	4,24
HI	3.465,1	0,963	0,234	0,546	546	500	500	0,35	4,11
IJ	3.350,7	0,931	0,234	0,546	546	500	500	0,33	3,97
JK	3.237,3	0,899	0,234	0,546	546	500	500	0,31	3,84
KL	3.010,5	0,836	0,234	0,546	546	500	500	0,27	3,57
LM	2.735,1	0,760	0,187	0,488	488	400	500	0,39	4,07
MN	2.573,1	0,715	0,187	0,488	488	400	500	0,35	3,82
NÑ	2.249,1	0,625	0,187	0,488	488	400	500	0,27	3,34
ÑO	2.087,1	0,580	0,187	0,488	488	400	500	0,24	3,10
OP	1.682,1	0,467	0,138	0,420	420	300	500	0,34	3,38
PQ	1.549,8	0,431	0,138	0,420	420	300	500	0,29	3,11
QR	1.398,6	0,389	0,138	0,420	420	300	500	0,24	2,81
RS	1.266,3	0,352	0,073	0,304	304	200	400	0,95	4,83
ST	1.190,7	0,331	0,073	0,304	304	200	400	0,85	4,54
TU	926,1	0,257	0,073	0,304	304	200	400	0,54	3,53
UV	793,8	0,221	0,073	0,304	304	200	400	0,41	3,03
VW	661,5	0,184	0,056	0,266	266	200	300	0,56	3,30
WX	529,2	0,147	0,056	0,266	266	200	300	0,37	2,64
XY	396,9	0,110	0,056	0,266	266	200	300	0,22	1,98
YZ	264,6	0,074	0,037	0,218	218	200	200	0,28	1,96
LAA	275,4	0,077	0,037	0,218	218	200	200	0,30	2,04
NAC	324,0	0,090	0,037	0,218	218	200	200	0,40	2,40
OAE	405,0	0,113	0,037	0,218	218	200	200	0,60	3,00
AEAF	272,7	0,076	0,037	0,218	218	200	200	0,29	2,02
AFAG	140,4	0,039	0,037	0,218	218	200	200	0,09	1,04
TAH	264,6	0,074	0,037	0,218	218	200	200	0,28	1,96

Planta baja, primera y
segunda



-1.memoria-

	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	3.731,4	1,037	0,187	0,488	488	400	500	0,69	5,55
AB	1.765,8	0,491	0,089	0,337	337	200	500	1,07	5,51
BC	1.522,8	0,423	0,089	0,337	337	200	500	0,82	4,75
CD	1.409,4	0,392	0,089	0,337	337	200	500	0,71	4,40
DE	1.344,6	0,374	0,073	0,304	304	200	400	1,06	5,13
EF	1.182,6	0,329	0,073	0,304	304	200	400	0,84	4,51
FG	1.069,2	0,297	0,056	0,266	266	200	300	1,34	5,34
GH	1.004,4	0,279	0,056	0,266	266	200	300	1,20	5,01
HI	939,6	0,261	0,056	0,266	266	200	300	1,06	4,69
IJ	826,2	0,230	0,056	0,266	266	200	300	0,84	4,12
JK	664,2	0,185	0,037	0,218	218	200	200	1,48	4,92
KL	550,8	0,153	0,037	0,218	218	200	200	1,05	4,08
LM	388,8	0,108	0,037	0,218	218	200	200	0,56	2,88
MN	275,4	0,077	0,018	0,152	152	100	200	1,72	4,20
AP	1.965,6	0,546	0,089	0,337	337	200	500	1,30	6,13
PQ	1.833,3	0,509	0,089	0,337	337	200	500	1,14	5,72
QR	1.719,9	0,478	0,089	0,337	337	200	500	1,02	5,36
RS	1.587,6	0,441	0,089	0,337	337	200	500	0,88	4,95
ST	1.512,0	0,420	0,089	0,337	337	200	500	0,81	4,72
TU	1.436,4	0,399	0,073	0,304	304	200	400	1,20	5,48
UW	1.360,8	0,378	0,073	0,304	304	200	400	1,09	5,19
WX	1.228,5	0,341	0,073	0,304	304	200	400	0,90	4,69
XY	264,6	0,074	0,018	0,152	152	100	200	1,60	4,04
YZ	132,3	0,037	0,018	0,152	152	100	200	0,45	2,02
XAA	963,9	0,268	0,056	0,266	266	200	300	1,11	4,81
AAAB	831,6	0,231	0,056	0,266	266	200	300	0,85	4,15
ABAC	623,7	0,173	0,037	0,218	218	200	200	1,32	4,62
ACAD	491,4	0,137	0,037	0,218	218	200	200	0,85	3,64
ADAE	415,8	0,116	0,037	0,218	218	200	200	0,63	3,08
AEAF	283,5	0,079	0,018	0,152	152	100	200	1,81	4,33
AFAG	207,0	0,058	0,018	0,152	152	100	200	1,02	3,16
AGAH	132,3	0,037	0,018	0,152	152	100	200	0,45	2,02

Planta Tercera

	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	3.385,8	0,941	0,187	0,488	488	400	500	0,58	5,03



-1.memoria-

AB	1.088,1	0,302	0,073	0,304	304	200	400	0,72	4,15
BC	955,8	0,266	0,056	0,266	266	200	300	1,10	4,77
CD	793,8	0,221	0,056	0,266	266	200	300	0,78	3,96
DE	680,4	0,189	0,037	0,218	218	200	200	1,54	5,04
EF	567,0	0,158	0,037	0,218	218	200	200	1,11	4,20
FG	502,2	0,140	0,037	0,218	218	200	200	0,89	3,72
GH	388,8	0,108	0,037	0,218	218	200	200	0,56	2,88
HI	275,4	0,077	0,018	0,152	152	100	200	1,72	4,20
IJ	162,0	0,045	0,018	0,152	152	100	200	0,66	2,47
AK	2.297,7	0,638	0,138	0,420	420	300	500	0,59	4,61
KL	2.184,3	0,607	0,138	0,420	420	300	500	0,54	4,39
LM	2.052,0	0,570	0,138	0,420	420	300	500	0,48	4,12
MN	1.938,6	0,539	0,138	0,420	420	300	500	0,43	3,89
NO	1.776,6	0,494	0,089	0,337	337	200	500	1,08	5,54
OP	1.644,3	0,457	0,089	0,337	337	200	500	0,94	5,13
PQ	1.568,7	0,436	0,089	0,337	337	200	500	0,86	4,89
QR	1.436,4	0,399	0,073	0,304	304	200	400	1,20	5,48
RS	1.304,1	0,362	0,073	0,304	304	200	400	1,00	4,98
ST	1.171,8	0,326	0,073	0,304	304	200	400	0,83	4,47
TU	396,9	0,110	0,037	0,218	218	200	200	0,58	2,94
UV	264,6	0,074	0,018	0,152	152	100	200	1,60	4,04
VW	132,3	0,037	0,018	0,152	152	100	200	0,45	2,02
TT'	774,9	0,215	0,056	0,266	266	200	300	0,75	3,87
T'X	567,0	0,158	0,056	0,266	266	200	300	0,42	2,83
XY	491,4	0,137	0,056	0,266	266	200	300	0,33	2,45
YZ	359,1	0,100	0,037	0,218	218	200	200	0,48	2,66
ZAA	283,5	0,079	0,018	0,152	152	100	200	1,81	4,33
AAAB	207,2	0,058	0,018	0,152	152	100	200	1,03	3,16

Tramos
en
Vertical



-1.memoria-

	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	14.580,0	4,050	1,122	1,195	1195	1000	1200	0,11	3,61
AB	10.848,6	3,014	0,937	1,092	1092	1000	1000	0,10	3,22
BC	7.117,2	1,977	0,600	0,874	874	800	800	0,13	3,30

11.6.2 IMPULSIÓN ALTA CARGA TÉRMICA

Planta sótano -2
circuito Zona 1.

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,391	0,073	0,304	304	200	400	0,97	4,89
BC	0,196	0,037	0,218	218	200	200	1,46	4,89
CD	0,147	0,037	0,218	218	200	200	0,86	3,67
DE	0,098	0,018	0,152	152	100	200	2,27	4,89
BF	0,196	0,037	0,218	218	200	200	1,46	4,89
FG	0,147	0,037	0,218	218	200	200	0,86	3,67
GH	0,098	0,018	0,152	152	100	200	2,27	4,89
C-Z1.1	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
D-Z1.2	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
E-Z1.3	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
E-Z1.4	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
F-Z1.5	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
G-Z1.6	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
H-Z1.7	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98
H-Z1.8	0,049	0,012	0,125	125	-	-	1,99	3,98

circuito Zona 2.

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,110	0,018	0,152	152	100	200	2,81	5,50
B-Z2.1	0,055	0,012	0,125	125	-	-	2,46	4,48
B-Z2.2	0,055	0,012	0,125	125	-	-	2,46	4,48

circuito Zona 3.



-1.memoria-

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,203	0,073	0,304	304	200	400	0,29	2,53
BC	0,135	0,037	0,218	218	200	200	0,74	3,38
CD	0,113	0,018	0,152	152	100	200	2,92	5,63
DE	0,090	0,018	0,152	152	100	200	1,95	4,50
EF	0,068	0,018	0,152	152	100	200	1,15	3,38
FG	0,045	0,012	0,125	125	-	-	1,71	3,67
BH	0,068	0,018	0,152	152	100	200	1,15	3,38
HI	0,045	0,012	0,125	125	-	-	1,71	3,67

circuito Zona 4.

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,099	0,031	0,200	200	-	-	0,74	3,17
BC	0,050	0,012	0,125	125	-	-	2,07	4,07
BD	0,050	0,012	0,125	125	-	-	2,07	4,07

circuito Zona 5.

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,135	0,056	0,266	266	200	300	0,28	2,25
BC	0,090	0,037	0,218	218	200	200	0,36	2,25
CD	0,045	0,018	0,152	152	100	200	0,55	2,25

circuito Zona 6.

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,135	0,056	0,266	266	200	300	0,28	2,25
BC	0,090	0,037	0,218	218	200	200	0,36	2,25
CD	0,045	0,018	0,152	152	100	200	0,55	2,25

Distribución general.



-1.memoria-

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	1,073	0,173	0,469	469	250	800	0,68	5,37
BC	0,871	0,173	0,469	469	250	800	0,46	4,35
CD	0,771	0,134	0,413	413	250	600	0,73	5,14
DE	0,636	0,105	0,365	365	200	600	0,90	5,30
EF	0,526	0,105	0,365	365	200	600	0,64	4,38

11.6.3 RETORNO BAJA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano -1



-1.memoria-

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	15,708	3,037	1,966	1966	1800	1800	0,10	4,85
AB	5,708	0,937	1,092	1092	1000	1000	0,27	5,71
BC	3,400	0,747	0,976	976	800	1000	0,18	4,25
CD	3,178	0,600	0,874	874	800	800	0,28	4,97
DE	2,844	0,600	0,874	874	800	800	0,23	4,44
EF	2,667	0,600	0,874	874	800	800	0,20	4,17
FG	1,933	0,600	0,874	874	800	800	0,11	3,02
GH	1,572	0,600	0,874	874	800	800	0,08	2,46
HI	1,239	0,291	0,609	609	400	800	0,27	3,87
IJ	0,906	0,291	0,609	609	400	800	0,15	2,83
JK	0,572	0,150	0,437	437	400	400	0,35	3,58
FN	0,733	0,150	0,437	437	400	400	0,56	4,58
FO	0,361	0,150	0,437	437	400	400	0,15	2,26
AL	10,000	2,004	1,597	1597	1200	1800	0,12	4,63
LM	6,572	1,350	1,311	1311	1200	1200	0,14	4,56

Planta Baja, Primera, Segunda

Circuito 1

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	1,183	0,223	0,532	532	400	600	0,50	4,93
AB	0,742	0,150	0,437	437	400	400	0,57	4,64
BC	0,442	0,112	0,377	377	300	400	0,45	3,68
CD	0,356	0,112	0,377	377	300	400	0,30	2,96
BE	0,300	0,084	0,328	328	300	300	0,44	3,33
AF	0,442	0,112	0,377	377	300	400	0,45	3,68
FG	0,264	0,084	0,328	328	300	300	0,35	2,93

Circuito 2

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,442	0,089	0,337	337	200	500	0,71	4,42



-1.memoria-

AB	0,264	0,056	0,266	266	200	300	0,94	4,40
BC	0,086	0,026	0,183	183	100	300	0,69	2,87

Circuito 3

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,667	0,150	0,437	437	400	400	0,47	4,17
AB	0,444	0,112	0,377	377	300	400	0,45	3,70
BC	0,222	0,073	0,304	304	200	400	0,35	2,78

Circuito 4

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,883	0,164	0,457	457	300	600	0,60	4,91
AB	0,442	0,112	0,377	377	300	400	0,45	3,68
AC	0,442	0,112	0,377	377	300	400	0,45	3,68
BD	0,356	0,112	0,377	377	300	400	0,30	2,96
CE	0,356	0,112	0,377	377	300	400	0,30	2,96

Planta Tercera

Circuito 1

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,919	0,187	0,488	488	400	500	0,49	4,60
AB	0,619	0,150	0,437	437	400	400	0,41	3,87
BC	0,286	0,084	0,328	328	300	300	0,41	3,18
BD	0,333	0,084	0,328	328	300	300	0,54	3,70
AE	0,300	0,084	0,328	328	300	300	0,44	3,33

Circuito 2

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,778	0,150	0,437	437	400	400	0,62	4,86



-1.memoria-

AB	0,333	0,084	0,328	328	300	300	0,54	3,70
----	-------	-------	-------	-----	-----	-----	------	------

Circuito 3

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
AB	0,308	0,084	0,328	328	300	300	0,47	3,43

Circuito 4

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,778	0,150	0,437	437	400	400	0,62	4,86
AB	0,361	0,084	0,328	328	300	300	0,62	4,01
BC	0,417	0,084	0,328	328	300	300	0,81	4,63

Verticales

Circuito 1

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	4,469	0,937	1,092	1092	1000	1000	0,17	4,47
AB	3,286	0,747	0,976	976	800	1000	0,17	4,11
BC	2,103	0,455	0,761	761	500	1000	0,24	4,21

Circuito 2

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	2,103	0,455	0,761	761	500	1000	0,24	4,21
AB	1,661	0,370	0,686	686	500	800	0,27	4,15
BC	1,219	0,281	0,598	598	500	600	0,31	4,06

Circuito 3

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
--	---------------	--------------	----	----------	---	---	-------------	---------



-1.memoria-

OA	2,308	0,455	0,761	761	500	1000	0,29	4,62
AB	1,642	0,370	0,686	686	500	800	0,26	4,10
BC	0,975	0,234	0,546	546	500	500	0,32	3,90

Circuito 4

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	3,428	0,747	0,976	976	800	1000	0,18	4,28
AB	2,544	0,553	0,839	839	600	1000	0,22	4,24
BC	1,661	0,370	0,686	686	500	800	0,27	4,15

11.6.4 RETORNO ALTA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano -2

	Caudal (m3/s)	Sección (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	DP/m (Pa/m)	v (m/s)
OA	0,846	0,187	0,488	488	400	500	0,42	4,23
AB	0,747	0,150	0,437	437	400	400	0,58	4,67
BC	0,585	0,150	0,437	437	400	400	0,37	3,66
CD	0,497	0,112	0,377	377	300	400	0,55	4,14
DE	0,417	0,112	0,377	377	300	400	0,40	3,48
EF	0,313	0,073	0,304	304	200	400	0,65	3,91
AG	0,098	0,037	0,218	218	200	200	0,42	2,46



11.7 CÁLCULO DE DIFUSORES

11.7.1 CÁLCULO DIFUSORES BAJA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano-1

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]		45,58			
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]		906		Qvent[l/s]	251,55
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de difusor				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,7	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	7,19	difusores empleados		L real [m]
		dif.s1.A1	1,05	7,35



-1.memoria-

	dif.s1.A2	1,05		
	dif.s1.A3	1,05		
	dif.s1.A4	1,05		
	dif.s1.A5	1,05		
	dif.s1.A6	1,05		
	dif.s1.A7	1,05		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	251,55	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	251,55				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,7		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,95	
nº difusores	7				
Lreal total[m]	7,35				
Designacion	L[m]				
dif.s1.A1	1,05				
dif.s1.A2	1,05				
dif.s1.A3	1,05				



-1.memoria-

dif.s1.A4	1,05	
dif.s1.A5	1,05	
dif.s1.A6	1,05	
dif.s1.A7	1,05	

Apartamento B

Datos de Diseño						
Area[m^2]		49,64				
Parametros de diseño de difusores de impulsión						
Qprimario[m^3/h]		850		Qvent[l/s]		236,12
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]		35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	5,5	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	6,75	difusores empleados		L real [m]
		dif.s1.B1	0,6	7,05
		dif.s1.B2	1,05	
		dif.s1.B3	0,6	
		dif.s1.B4	1,05	
		dif.s1.B5	1,05	



-1.memoria-

	dif.s1.B6	1,05		
	dif.s1.B7	1,05		
	dif.s1.B8	0,6		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	236,12	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	236,12				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			5,5		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,35	
nº difusores	8				
Lreal total[m]	7,05				
Designacion	L[m]				
dif.s1.B1	0,6				
dif.s1.B2	1,05				
dif.s1.B3	0,6				
dif.s1.B4	1,05				
dif.s1.B5	1,05				
dif.s1.B6	1,05				
dif.s1.B7	1,05				
dif.s1.B8	0,6				



-1.memoria-

Apartamento C

Datos de Diseño					
Area[m^2]	39,62				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	391		Qprimario[l/s]	108,48	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES					
Datos iniciales					
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES					
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]		
0,17	1,6	30	5,3		
Calculo nº Difusores y dimensionado					
Lcalculo[m]	3,62	difusores empleados		L real [m]	
		dif.s1.C1	1,5	3,6	
		dif.s1.C2	0,6		
		dif.s1.C3	1,5		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	108,48	25	10	



-1.memoria-

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18
<35dB								

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q vent total[l/s]	0				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			5,3		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,25	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	3,6				
Designacion	L[m]				
dif.s1.C1	1,5				
dif.s1.C2	0,6				
dif.s1.C3	1,5				

Apartamento D

Datos de Diseño					
Area[m^2]	41,19				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	400		Qprimario[l/s]	111,11	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092



-1.memoria-

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	5,3	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	3,70	difusores empleados		L real [m]
		dif.s1.D1	1,5	4,05
		dif.s1.D2	1,05	
		dif.s1.D3	1,5	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	111,11	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB



Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	111,11				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			5,3		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,25	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	4,05				
Designacion	L[m]				
dif.s1.D1	1,5				
dif.s1.D2	1,05				
dif.s1.D3	1,5				

Apartamento E

Datos de Diseño					
Area[m^2]	55,87				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	716		Qprimario[l/s]	198,85	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			



-1.memoria-

Øconexion[mm]	123	
----------------------	-----	--

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	6	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	6,63	difusores empleados		L real [m]
		dif.s1.E1	0,6	6,75
		dif.s1.E2	1,5	
		dif.s1.E3	1,5	
		dif.s1.E4	1,05	
		dif.s1.E5	1,05	
		dif.s1.E6	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	198,85	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	198,85			



-1.memoria-

Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,5		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,85	
nº difusores	6				
Lreal total[m]	6,75				
Designacion	L[m]				
dif.s1.E1	0,6				
dif.s1.E2	1,5				
dif.s1.E3	1,5				
dif.s1.E4	1,05				
dif.s1.E5	1,05				
dif.s1.E6	1,05				

Zona Comun (Pasillo)

Datos de Diseño					
Area[m^2]	77,69				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	754,00		Qprimario[l/s]	209,44	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			



-1.memoria-

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	5,98	difusores empleados		L real [m]
		dif.s1.Co1	1,05	6,3
		dif.s1.Co2	1,05	
		dif.s1.Co3	1,05	
		dif.s1.Co4	1,05	
		dif.s1.Co5	1,05	
		dif.s1.Co6	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	209,44	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	209,44			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6,8	
Distancia entre				5



-1.memoria-

difusores y alcance en pared L[m]					
nº difusores	5				
Lreal total[m]	6,3				
Designacion	L[m]				
dif.s1.Co1	1,05				
dif.s1.Co2	1,05				
dif.s1.Co3	1,05				
dif.s1.Co4	1,05				
dif.s1.Co5	1,05				
dif.s1.Co6	1,05				

**Planta Baja,
primera y
segunda**

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]	55,87				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	770,09		Qprimario[l/s]	213,92	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES



-1.memoria-

Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	6	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	7,13	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.A1	1,5	7,2
		dif.b.A2	1,05	
		dif.b.A3	1,5	
		dif.b.A4	1,05	
		dif.b.A5	1,05	
		dif.b.A6	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	213,92	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	213,92			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6	
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6



-1.memoria-

nº difusores	6	
Lreal total[m]	7,2	
Designacion	L[m]	
dif.b.A1	1,5	
dif.b.A2	1,05	
dif.b.A3	1,5	
dif.b.A4	1,05	
dif.b.A5	1,05	
dif.b.A6	1,05	

Apartamento B

Datos de Diseño			
Area[m^2]	45,26		
Parametros de diseño de difusores de impulsión			
Qprimario[m^3/h]	553,02	Qprimario[l/s]	153,62
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35
Seff	0,0092		

Características Difusor empleado			
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados		
Ranuras	1		
Øconexion[mm]	123		

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	6	
Calculo nº Difusores y dimensionado				



-1.memoria-

Lcalculo[m]	5,12	difusores empleados		L real [m]	
		dif.b.B1	1,5	5,4	
		dif.b.B2	1,05		
		dif.b.B3	1,05		
		dif.b.B4	0,6		
		dif.b.B5	0,6		
		dif.b.B6	0,6		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	153,62	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	153,62			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6	
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6
nº difusores	6			
Lreal total[m]	5,4			
Designacion	L[m]			
dif.b.B1	1,5			



-1.memoria-

dif.b.B2	1,05	
dif.b.B3	1,05	
dif.b.B4	0,6	
dif.b.B5	0,6	
dif.b.B6	0,6	

Apartamento C

Datos de Diseño											
Area[m^2]		45,64									
Parametros de diseño de difusores de impulsión											
Qprimario[m^3/h]		492,72		Qprimario[l/s]		136,87					
V[m/s]		0,17		N.sonoro[dB]		35		Seff		0,0092	

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	6	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	4,56	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.C1	1,5	4,8
		dif.b.C2	1,05	
		dif.b.C3	1,05	



-1.memoria-

	dif.b.C4	0,6		
	dif.b.C5	0,6		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	136,87	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	136,87			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6	
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6
nº difusores	5			
Lreal total[m]	4,8			
Designacion	L[m]			
dif.b.C1	1,5			
dif.b.C2	1,05			
dif.b.C3	1,05			
dif.b.C4	0,6			
dif.b.C5	0,6			



-1.memoria-

Apartamento D

Datos de Diseño					
Area[m^2]		41,23			
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]		348,39	Qprimario[l/s]		96,78
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	2,77	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.D1	1,05	2,85
		dif.b.D2	0,6	
		dif.b.D3	0,6	
		dif.b.D4	0,6	

2.Potencia sonora/difusor									
veff[m/s]	4								
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]						
	96,78	25	15						
Frecuencia	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	



-1.memoria-

media por banda de octava Hz								
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11
<35dB								

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	96,78				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	4				
Lreal total[m]	2,85				
Designacion	L[m]				
dif.b.D1	1,05				
dif.b.D2	0,6				
dif.b.D3	0,6				
dif.b.D4	0,6				

Apartamento E

Datos de Diseño					
Area[m^2]	64,52				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	533,00		Qprimario[l/s]	148,06	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092



-1.memoria-

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	4,23	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.E1	1,05	4,35
		dif.b.E2	1,05	
		dif.b.E3	0,6	
		dif.b.E4	1,05	
		dif.b.E5	0,6	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	148,06	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB



Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	148,06				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	5				
Lreal total[m]	4,35				
Designacion	L[m]				
dif.b.E1	1,05				
dif.b.E2	1,05				
dif.b.E3	0,6				
dif.b.E4	1,05				
dif.b.E5	0,6				

Apartamento F

Datos de Diseño											
Area[m^2]		42,8									
Parametros de diseño de difusores de impulsión											
Qprimario[m^3/h]		427,36		Qprimario[l/s]		118,71					
V[m/s]		0,17		N.sonoro[dB]		35		Seff		0,0092	

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	



-1.memoria-

Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados	
Ranuras	1	
Øconexion[mm]	123	

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	3,39	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.F1	1,05	3,75
		dif.b.F2	0,6	
		dif.b.F3	1,05	
		dif.b.F4	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	118,71	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario total[l/s]	118,71			



-1.memoria-

Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	4				
Lreal total[m]	3,75				
Designacion	L[m]				
dif.b.F1	1,05				
dif.b.F2	0,6				
dif.b.F3	1,05				
dif.b.F4	1,05				

Zona Comun (Pasillo)

Datos de Diseño					
Area[m^2]	57,89				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	478,00		Qprimario[l/s]	132,78	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			



-1.memoria-

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	3,79	difusores empleados		L real [m]
		dif.b.Co1	0,6	3,75
		dif.b.Co2	1,05	
		dif.b.Co3	1,05	
		dif.b.Co4	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	132,78	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11
- - - <35dB								

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario total[l/s]	132,78			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6,8	
Distancia entre difusores y alcance en				5



-1.memoria-

pared L[m]					
nº difusores	4				
Lreal total[m]	3,75				
Designacion	L[m]				
dif.b.Co1	0,6				
dif.b.Co2	1,05				
dif.b.Co3	1,05				
dif.b.Co4	1,05				

Planta Tercera

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]	38,04				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	371,00		Qprimario[l/s]	103,06	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES					
Datos iniciales					
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES					
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]		
0,17	1,6	30	6		
Calculo nº Difusores y dimensionado					
Lcalculo[m]	3,44	difusores		L real	



-1.memoria-

		empleados		[m]	
		dif.3.A1	1,5		
		dif.3.A2	1,05		
		dif.3.A3	1,05		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	103,06	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	103,06				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	3,6				
Designacion	L[m]				
dif.3.A1	1,5				
dif.3.A2	1,05				
dif.3.A3	1,05				



-1.memoria-

Apartamento B

Datos de Diseño					
Area[m^2]		33,04			
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]		438,21	Qprimario[l/s]		121,73
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES					
Datos iniciales					
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES					
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]		
0,17	1,6	30	6		
Calculo nº Difusores y dimensionado					
Lcalculo[m]	4,06	difusores empleados		L real [m]	
		dif.3.B1	1,5	4,2	
		dif.3.B2	1,05		
		dif.3.B3	1,05		
		dif.3.B4	0,6		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	121,73	25	10	



-1.memoria-

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

- - - <35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	121,73				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6	
nº difusores	4				
Lreal total[m]	4,2				
Designacion	L[m]				
dif.3.B1	1,5				
dif.3.B2	1,05				
dif.3.B3	1,05				
dif.3.B4	0,6				

Apartamento C

Datos de Diseño					
Area[m^2]	33,04				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	499,48		Qprimario[l/s]	138,74	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092



-1.memoria-

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	30	6	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	4,62	difusores empleados		L real [m]
		dif.3.C1	1,5	4,65
		dif.3.C2	1,05	
		dif.3.C3	1,05	
		dif.3.C4	1,05	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	138,74	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	6	3	7	-5	-17	-28	-33	-43
Lw[dB]	31	28	32	20	8	-3	-8	-18

<35dB



-1.memoria-

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario[l/s]	138,74				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				4,6	
nº difusores	4				
Lreal total[m]	4,65				
Designacion	L[m]				
dif.3.C1	1,5				
dif.3.C2	1,05				
dif.3.C3	1,05				
dif.3.C4	1,05				

Apartamento D

Datos de Diseño											
Area[m^2]		31,3									
Parametros de diseño de difusores de impulsión											
Qprimario[m^3/h]		336,82		Qprimario[l/s]		93,56					
V[m/s]		0,17		N.sonoro[dB]		35		Seff		0,0092	

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	



-1.memoria-

Tipo Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados	
Ranuras	1	
Øconexion[mm]	123	

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	2,67	difusores empleados		L real [m]
		dif.3.D1	1,05	2,85
		dif.3.D2	0,6	
		dif.3.D3	0,6	
		dif.3.D4	0,6	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	93,56	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	93,56			



-1.memoria-

Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	4				
Lreal total[m]	2,85				
Designacion	L[m]				
dif.3.D1	1,05				
dif.3.D2	0,6				
dif.3.D3	0,6				
dif.3.D4	0,6				

Apartamento E

Datos de Diseño											
Area[m^2]		36,43									
Parametros de diseño de difusores de impulsión											
Qprimario[m^3/h]		364,56		Qprimario[l/s]		101,27					
V[m/s]		0,17		N.sonoro[dB]		35		Seff		0,0092	

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES



-1.memoria-

Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	2,89	difusores empleados		L real [m]
		dif.3.E1	1,05	3,3
		dif.3.E2	1,05	
		dif.3.E3	0,6	
		dif.3.E4	0,6	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	101,27	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados			
Q primario[l/s]	101,27			
Øconexion[mm]	123			
Distancia entre difusores A[m]			6,8	
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5
nº difusores	4			



Lreal total[m]	3,3	
Designacion	L[m]	
dif.3.E1	1,05	
dif.3.E2	1,05	
dif.3.E3	0,6	
dif.3.E4	0,6	

Apartamento F

Datos de Diseño					
Area[m^2]	37,57				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qprimario[m^3/h]	397,79		Qprimario[l/s]	110,50	
V[m/s]	0,17	N.sonoro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES					
Datos iniciales					
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES					
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]		
0,17	1,6	35	6,8		
Calculo nº Difusores y dimensionado					
Lcalculo[m]	3,16	difusores empleados		L real [m]	



-1.memoria-

	dif.3.F1	1,05	3,15	
	dif.3.F2	1,05		
	dif.3.F3	1,05		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	110,50	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

<35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario total[l/s]	110,50				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	3,15				
Designacion	L[m]				
dif.3.F1	1,05				
dif.3.F2	1,05				
dif.3.F3	1,05				



-1.memoria-

Zona Comun (Pasillo)

Datos de Diseño											
Area[m^2]		88,86									
Parametros de diseño de difusores de impulsión											
Qprimario[m^3/h]		866,00		Qprimario[l/s]		240,56					
V[m/s]		0,17		N.sonoro[dB]		35		Seff		0,0092	

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexion[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1,6	35	6,8	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalculo[m]	6,87	difusores empleados		L real [m]
		dif.3.Co1	1,05	6,9
		dif.3.Co2	1,05	
		dif.3.Co3	0,6	
		dif.3.Co4	1,05	
		dif.3.Co5	1,05	
		dif.3.Co6	1,05	
		dif.3.Co7	1,05	



-1.memoria-

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	4			
Gráfica1	Qprimario[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	240,56	25	15	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	0	2	7	-4	-11	-18	-29	-36
Lw[dB]	25	27	32	21	14	7	-4	-11

por debajo del
nivel sonoro

-

-

<35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsion	Horizontal por uno o ambos lados				
Q primario total[l/s]	240,56				
Øconexion[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			6,8		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				5	
nº difusores	7				
Lreal total[m]	6,9				
Designacion	L[m]				
dif.3.Co1	1,05				
dif.3.Co2	1,05				
dif.3.Co3	0,6				
dif.3.Co4	1,05				
dif.3.Co5	1,05				
dif.3.Co6	1,05				
dif.3.Co7	1,05				



11.7.2 CÁLCULO DIFUSORES ALTA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano-2

Zona 1

Bar-restaurante

Datos de Diseño					
Area[m ²]	106,33	Qdiseño[m ³ /h]	1407	V vena aire[m/s]	0,12-0,25
Alcance	75% valor indicado		H1[m]	0,9	
marca	TROX	modelo	ADD-Q-ZV	montaje	enrasado en techo
n difusores zona	8	Qdifusor[m ³ /h]	176	Qdifusor sel[m ³ /h]	180
Alcance[m]	3	L[m]	4,35	ΔTIL/ΔTz	0,025
75%Alcance[m]	2,25	x[m]	3,45	tamaño	250

Zona 2

Sala Estar

Datos de Diseño					
Area[m ²]	52,13	Qdiseño[m ³ /h]	397	V vena aire[m/s]	0,12-0,25
Alcance	75% valor indicado		H1[m]	0,9	
marca	TROX	modelo	ADD-Q-ZV	montaje	enrasado en techo
n difusores zona	2	Qdifusor sel[m ³ /h]	198	Qdifusor sel[m ³ /h]	215



-1.memoria-

Alcance[m]	3,54	L[m]	4,57	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,027	
75%Alcance[m]	2,655	x[m]	3,67	tamaño	250	

Zona 3

Aseos-Vestuarios

Datos de Diseño					
Area[m ²]	59,67	Qdiseño[m ³ /h]	730	V vena aire[m/s]	0,12-0,25
Alcance	75% valor indicado		H1[m]	0,9	
marca	TROX	modelo	ADD-Q-ZV	montaje	enrasado en techo
n difusores zona	9	Qdifusor[m ³ /h]	81	Qdifusor sel[m ³ /h]	110
			tamaño	250	
Zona 3.1	n difusores zona	2			
Alcance[m]	2	L[m]	2,5	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,027
75%Alcance[m]	1,5	x[m]	1,60		
Zona 3.2	n difusores zona	2			
Alcance[m]	2	L[m]	2,5	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,027
75%Alcance[m]	1,5	x[m]	1,60		
Zona 3.3	n difusores zona	2			
Alcance[m]	2	L[m]	1,96	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,03
75%A[m]	1,5	x[m]	1,06		



-1.memoria-

Zona 3.4	n difusores zona	2				
Alcance[m]	2	L[m]	1,96	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,03	
75%Alcance[m]	1,5	x[m]	-248,04			
Zona 3.5	n difusores zona	1				
Alcance[m]	2	L[m]	1,96	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,03	
75%Alcance[m]	1,5	x[m]	1,96			

Zona 4

Pasillos zonas comunes

Datos de Diseño					
Area[m²]	77,66	Qdiseño[m³/h]	358	V vena aire[m/s]	0,12-0,25
Alcance	75% valor indicado		H1[m]	0,9	
marca	TROX	modelo	ADD-Q-ZV	montaje	enrasado en techo
n difusores zona	4	Qdifusor[m³/h]	90	Qdifusor sel[m³/h]	110
Alcance[m]	2	L[m]	1,96	$\Delta T_{IL}/\Delta T_z$	0,027
75%Alcance[m]	1,5	x[m]	1,06	tamaño	250



Zona 5

Cocina-

Lavanderia-

Almacen

Datos de Diseño					
Area[m ²]	35,03				
Parametros de diseño de difusores de impulsión					
Qdiseño[m ³ /s]	0,13	Qdiseño[m ³ /h]	468	Qdiseño[l/s]	130
V[m/s]	0,17	N.sono ro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	
Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Ranuras	1			
Øconexión[mm]	123			

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES					
Datos iniciales					
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES					
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]		
0,17	1	30	7		
Calculo nº Difusores y dimensionado					
Lcalculado[m]	4,33	difuses empleados		L real [m]	



-1.memoria-

	dif.s2.Z 5.1	1,5	4,5	
	dif.s2.Z 5.2	1,5		
	dif.s2.Z 5.3	1,5		

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica 1	Qvent[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	130	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25
L(tabla espectro)	5	3	8	-4	-20	-34	-35	-38
Lw[dB]	30	28	33	21	5	-9	-10	-13

por debajo del nivel sonoro - - <35dB

Resumen				
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX	
Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados			
Q diseño total[l/s]	130			
Øconexión[mm]	123			
Distancia entre difusor			7	



es A[m]					
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				6	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	4,5				
Designacion	L[m]				
dif.s2.Z 5.1	1,5				
dif.s2.Z 5.2	1,5				
dif.s2.Z 5.3	1,5				

Zona 6

Administracion

Datos de Diseño					
Area[m^2]		40,45			
Parametros de diseño de difusores de impulsion					
Qdiseño[m^3/s]	0,123	Qdiseño[m^3/h]	442,8	Qdiseño[l/s]	123
V[m/s]	0,17	N.sono ro[dB]	35	Seff	0,0092

Características Difusor empleado				
Modelo Difusor memoria	VSD50	Marca modelo	TROX	



Tipo Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados	
Ranuras	1	
Øconexión[mm]	123	

1.Dimensionado de DIFUSORES LINEALES				
Datos iniciales				
Calculo según grafica 5 catalogo TROX DIFUSORES				
Vh1[m/s]	H1[m]	Q[l/s*m]	A[m]	
0,17	1	30	7	
Calculo nº Difusores y dimensionado				
Lcalcul o[m]	4,10	difusore s emplea dos		L real [m]
		dif.s2.Z 6.1	1,5	4,5
		dif.s2.Z 6.2	1,5	
		dif.s2.Z 6.3	1,5	

2.Potencia sonora/difusor				
veff[m/s]	3			
Gráfica 1	Qvent[l/s]	Lwa[dB]	ΔPt [Pa]	
	123	25	10	

Frecuencia media por banda de octava Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwa	25	25	25	25	25	25	25	25



-1.memoria-

L(taba espectro)	5	3	8	-4	-20	-34	-35	-38
Lw[dB]	30	28	33	21	5	-9	-10	-13

por
debajo
del nivel
sonoro

- - <35dB

Resumen					
Modelo	VSD50	Marca prevista	TROX		
Impulsión	Horizontal por uno o ambos lados				
Q diseño total[l/s]	123				
Øconexión[mm]	123				
Distancia entre difusores A[m]			7		
Distancia entre difusores y alcance en pared L[m]				6	
nº difusores	3				
Lreal total[m]	4,5				
Designación	L[m]				
dif.s2.Z 6.1	1,5				
dif.s2.Z 6.2	1,5				
dif.s2.Z 6.3	1,5				



11.8 CÁLCULO REJILLAS DE EXTRACCIÓN

11.8.1 CÁLCULO REJILLAS DE EXTRACCIÓN BAJA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano-1

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]		45,58			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,72	Qext[m^3/h]	2608,09	Qext[l/s]	724,47
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejillas empleadas					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.A1	Tamaño	425/225	Q[m³/h]	640
	ext s1.A2	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
	ext s1.A3	Tamaño	525/225	Q[m³/h]	800
Distancia[m]	5,49	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	2640

Apartamento B

Datos de Diseño					
Area[m^2]		49,64			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,68	Qext[m^3/h]	2448,06	Qext[l/s]	680,02
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5



Características Rejillas empleadas					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.B1	Tamaño	325/225	Q[m³/h]	640
	ext s1.B2	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
	ext s1.B3	Tamaño	525/225	Q[m³/h]	800
Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	2640

Apartamento C

Datos de Diseño					
Area[m^2]		39,62			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,31	Qext[m^3/h]	1124,74	Qext[l/s]	312,43
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejillas empleadas					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.C1	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
Distancia[m]	6,51	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	1200

Apartamento D

Datos de Diseño					
Area[m^2]		41,19			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,32	Qext[m^3/h]	1152,00	Qext[l/s]	320,00
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5



Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.D1	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
Distancia[m]	6,51	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	1200

Apartamento E

Datos de Diseño					
Area[m^2]		46,71			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,57	Qext[m^3/h]	2061,71	Qext[l/s]	572,70
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.E1	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
	ext s1.E2	Tamaño	425/225	Q[m³/h]	860
Distancia[m]	5,49	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	2060

Zona Comun

Datos de Diseño					
Area[m^2]	77,69				
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,68	Qext[m^3/h]	2442,96	Qext[l/s]	678,60
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5



Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-3(techo)	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext s1.Co1	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
	ext s1.Co2	Tamaño	325/225	Q[m³/h]	440
	ext s1.Co3	Tamaño	425/325	Q[m³/h]	860
Distancia[m]	4,93	Caida vertical[m]	1,2		2500

Planta Baja, primera y Segunda

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]	55,87				
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,62	Qext[m^3/h]	2217,87	Qext[l/s]	616,08
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Extraccion empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.A1	Tamaño	525/225	Q[m³/h]	800
	ext b.A2	Tamaño	525/225	Q[m³/h]	800
	ext b.A3	Tamaño	525/225	Q[m³/h]	800
Distancia[m]	5,8	Caida vertical[m]	1,2		2400

Apartamento B

Datos de Diseño					
Area[m^2]		45,26			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,44	Qext[m^3/h]	1592,69	Qext[l/s]	442,41



-1.memoria-

V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.B1	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
	ext b.B2	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
	ext b.B3	Tamaño	425/125	Q[m ³ /h]	310
Distancia[m]	4,57	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1590

Apartamento C

Datos de Diseño					
Area[m ²]	45,64				
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m ³ /s]	0,39	Qext[m ³ /h]	1419,03	Qext[l/s]	394,17
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.C1	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
	ext b.C2	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
	ext b.C3	Tamaño	425/125	Q[m ³ /h]	310
Distancia[m]	4,57	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1590

Apartamento D

Datos de Diseño					
Area[m ²]	41,23				
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					



-1.memoria-

Qext[m³/s]	0,28	Qext[m³/h]	1003,36	Qext[l/s]	278,71
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.D1	Tamaño	425/225	Q[m³/h]	640
	ext b.D2	Tamaño	325/225	Q[m³/h]	440
Distancia[m]	4,57	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	1080

Apartamento E

Datos de Diseño					
Area[m^2]	64,52				
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,43	Qext[m^3/h]	1535,04	Qext[l/s]	426,40
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.E1	Tamaño	425/225	Q[m³/h]	640
	ext b.E2	Tamaño	425/225	Q[m³/h]	640
	ext b.E3	Tamaño	425/125	Q[m³/h]	310
Distancia[m]	4,57	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	1590



-1.memoria-

Apartamento F

Datos de Diseño					
Area[m^2]		42,80			
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,34	Qext[m^3/h]	1230,80	Qext[l/s]	341,89
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.F1	Tamaño	425/225	Q[m^3/h]	640
	ext b.F2	Tamaño	425/225	Q[m^3/h]	640
	ext b.F3	Tamaño	425/125	Q[m^3/h]	310
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	1590

Zona Comun

Datos de Diseño					
Area[m^2]		57,89			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,43	Qext[m^3/h]	1548,72	Qext[l/s]	430,20
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-3	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext b.Co1	Tamaño	425/225	Q[m^3/h]	640
	ext b.Co2	Tamaño	425/225	Q[m^3/h]	640
	ext b.Co3	Tamaño	425/125	Q[m^3/h]	310
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	1590



Planta tercera

Apartamento A

Datos de Diseño					
Area[m^2]		38,04			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,30	Qext[m^3/h]	1068,48	Qext[l/s]	296,80
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.A1	Tamaño	525/225	Q[m ³ /h]	800
	ext 3.A2	Tamaño	425/125	Q[m ³ /h]	310
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1110

Apartamento B

Datos de Diseño					
Area[m^2]		33,04			
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,35	Qext[m^3/h]	1262,05	Qext[l/s]	350,57
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.B1	Tamaño	425/325	Q[m ³ /h]	860
	ext 3.B2	Tamaño	325/225	Q[m ³ /h]	440



-1.memoria-

Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1300
--------------	------	-------------------	-----	-------------------------	------

Apartamento C

Datos de Diseño					
Area[m^2]	33,82				
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,40	Qext[m^3/h]	1438,50	Qext[l/s]	399,58
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.C1	Tamaño	425/325	Q[m ³ /h]	860
	ext 3.C2	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1500

Apartamento D

Datos de Diseño					
Area[m^2]		31,30			
Parametros de diseño de Rejilla Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,27	Qext[m^3/h]	970,04	Qext[l/s]	269,46
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.D1	Tamaño	525/125	Q[m ³ /h]	390
	ext 3.D2	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1030



Apartamento E

Datos de Diseño					
Area[m^2]		36,43			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,29	Qext[m^3/h]	1049,94	Qext[l/s]	291,65
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.E1	Tamaño	325/225	Q[m ³ /h]	440
	ext 3.E2	Tamaño	425/225	Q[m ³ /h]	640
Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1080

Apartamento F

Datos de Diseño					
Area[m^2]		37,57			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,32	Qext[m^3/h]	1145,65	Qext[l/s]	318,24
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-1	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.F1	Tamaño	825/225	Q[m ³ /h]	1200
Distancia[m]	6,51	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	1200



Zona Comun

Datos de Diseño					
Area[m^2]		88,86			
Parametros de diseño de Rejillas Extraccion					
Qext[m^3/s]	0,78	Qext[m^3/h]	2805,84	Qext[l/s]	779,40
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB]	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejilla empleada					
Modelo memoria	Difusor	PA-3	Marca modelo	SHACKO	
ref	ext 3.Co1	Tamaño	825/225	Q[m^3/h]	1200
	ext 3.Co2	Tamaño	525/225	Q[m^3/h]	800
	ext 3.Co3	Tamaño	525/225	Q[m^3/h]	800
Distancia[m]	5,8	Caida vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	2800

11.8.CÁLCULO 2REJILLAS EXTRACCIÓN ALTA CARGA TÉRMICA

Planta Sótano-1

Zona 1

Datos de Diseño					
Area[m^2]		106,33			
Parámetros de diseño de Rejillas extracción					
Qext[m^3/s]	0,31	Qext[m^3/h]	1125,6	Qext[l/s]	312,67
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5



Características Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z1.1	Tamaño	825/225	Q[m³/h]	1200
Distancia[m]	5,49	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	1200

Zona 2

Datos de Diseño					
Area[m^2]		52,13			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,09	Qext[m^3/h]	318	Qext[l/s]	88,22
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z2.1	Tamaño	425/125	Q[m³/h]	310
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m³/h]	310

Zona 3

Datos de Diseño					
Area[m²]	59,67				



-1.memoria-

Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m³/s]	0,16	Qext[m³/h]	584	Qext[l/s]	162,22
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z3.1	Tamaño	425/225	Q[m^3/h]	640
Distancia[m]	5,49	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	640

Zona 4

Datos de Diseño					
Area[m^2]		85,81			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,08	Qext[m^3/h]	286	Qext[l/s]	79,56
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5

Características Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z4.1	Tamaño	425/125	Q[m^3/h]	310
Distancia[m]	4,57	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	310



-1.memoria-

Zona 5

Datos de Diseño					
Area[m^2]		35,03			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,10	Qext[m^3/h]	376	Qext[l/s]	104,44
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5

Caracteristicas Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z5.1	Tamaño	325/225	Q[m ³ /h]	440
Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m ³ /h]	440

Zona 6

Datos de Diseño					
Area[m^2]		52,13			
Parametros de diseño de Rejillas extraccion					
Qext[m^3/s]	0,10	Qext[m^3/h]	354	Qext[l/s]	98,44
V[m/s]	0,25	N.sonoro[dB] max	<30	ΔPa[Pa]	5
Caracteristicas Rejillas empleadas					
Modelo Difusor memoria	KG-1	Marca modelo	SHACKO		
	ext s2.z6.1	Tamaño	325/225	Q[m^3/h]	440
Distancia[m]	4,93	Caída vertical[m]	1,2	Qext[m^3/h]	440



11.9 CIRCUITOS DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS

11.9.1 CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS.FANCOILS

CIRCUITO DE FRIO

plantas baja, 1,2,3

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	1,86	0,55	1,023	1,7	0,55	25,63	1 1/4"
BC	1,24	0,68	0,8432	4,9	0,53	23,82	1"
CD	0,93	0,79	0,7347	8,3	0,51	22,61	1"
BG	0,62	0,95	0,589	1,4	0,48	20,8	1"
DE	0,62	0,95	0,589	2,4	0,48	16,32	1"
G-FB	0,31	1	0,31	1,4	0,41	16,32	3/4"
G-FC	0,31	1	0,31	1,4	0,41	16,32	3/4"
C-FA	0,31	1	0,31	2	0,41	16,32	3/4"
D-FF	0,31	1	0,31	2,3	0,41	16,32	3/4"
E-FD	0,31	1	0,31	3,8	0,41	16,32	3/4"
E-FE	0,31	1	0,31	2,9	0,41	16,32	3/4"

verticales

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	7,44	0,55	4,092	7,9	0,57	50,0	2"
BC	5,58	0,68	3,794	3,42	0,55	37,5	1 1/2"
CD	3,72	0,79	2,93	3,42	0,53	37,5	1 1/2"

CIRCUITO DE CALOR

planta b, 1, 2 ,3

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	1,86	0,55	1,023	1,7	0,57	25,1	1"
BC	1,24	0,68	0,8432	4,9	0,55	23,33	1"
CD	0,93	0,79	0,7347	8,3	0,53	22,14	1"
BG	0,62	0,95	0,589	1,4	0,5	20,36	1"
DE	0,62	0,95	0,589	2,4	0,5	20,36	1"



-1.memoria-

G-FB	0,31	1	0,31	1,4	0,43	15,97	3/4"
G-FC	0,31	1	0,31	1,4	0,43	15,97	3/4"
C-FA	0,31	1	0,31	2	0,43	15,97	3/4"
D-FF	0,31	1	0,31	2,3	0,43	15,97	3/4"
E-FD	0,31	1	0,31	3,8	0,43	15,97	3/4"
E-FE	0,31	1	0,31	2,9	0,43	15,97	3/4"

verticales

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	7,44	0,55	4,092	7,9	0,57	50,0	1 1/2"
BC	5,58	0,68	3,794	3,42	0,55	37,5	1 1/4"
CD	3,72	0,79	2,93	3,42	0,53	37,5	1 1/4"

11.9.2 CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS.CLIMATIZADORES

CIRCUITO DE FRÍO

Distribución general

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	24,39	1	24,79	16	0,57	70,7	3"

CIRCUITO DE CALOR

Distribución general

Nombre	Caudal (m3/h)	coef sim	Caudal Sim	Longitud m	Velocidad m/s	ϕ In	ϕ Comercial
AB	12,15	1	12,15	16	0,53	60,0	2 "



11.10 CÁLCULO PÉRDIDA DE CARGA DE VENTILADORES

Se presentan las tablas de calculo que nos permiten calcular la pérdida de carga en el circuito más desfavorable de las diferentes zonas, según lo descrito en el capítulo 7 del presente documento.

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA EN CIRCUITO MÁS DESFAVORABLE. BAJA CARGA TÉRMICA

(recorrido mas largo)

	Q (l/s)	Q (m³/h)	Q (m³/s)	Se (m²)	DH	Deq (mm)	a	b	ΔP/m (Pa/m)	v (m/s)	Lo (m)	C	L eq (m)	ΔP tramo (Pa)
O'A'	4.050,0	14.580,0	4,050	1,12	1,195	1195	1000	1200	0,11	3,61	1,10	1,97	146,96	147,07
A'B'	3.013,5	10.848,6	3,014	0,93	1,092	1092	1000	1000	0,10	3,22	2,30	1,00	66,83	67,05
B'C'	1.977,0	7.117,2	1,977	0,60	0,874	874	800	800	0,13	3,30	2,30	1,00	50,90	51,21
OA	940,5	3.385,8	0,941	0,18	0,488	488	400	500	0,58	5,03	1,60	0,19	4,75	5,67
AK	638,3	2.297,7	0,638	0,13	0,420	420	300	500	0,59	4,61	0,26	0,25	5,20	5,35
KL	606,8	2.184,3	0,607	0,13	0,420	420	300	500	0,54	4,39	2,09	2,48	51,59	52,72
LM	570,0	2.052,0	0,570	0,13	0,420	420	300	500	0,48	4,12	0,38	2,48	51,59	51,77
MN	538,5	1.938,6	0,539	0,13	0,420	420	300	500	0,43	3,89	1,54	2,48	51,59	52,26
NO	493,5	1.776,6	0,494	0,08	0,337	337	200	500	1,08	5,54	1,39	1,50	23,85	25,36
OP	456,8	1.644,3	0,457	0,08	0,337	337	200	500	0,94	5,13	2,54	1,50	23,85	26,24
PQ	435,8	1.568,7	0,436	0,08	0,337	337	200	500	0,86	4,89	0,67	1,50	23,85	24,43
QR	399,0	1.436,4	0,399	0,07	0,304	304	200	400	1,20	5,48	4,67	1,50	21,09	26,69
RS	362,3	1.304,1	0,362	0,07	0,304	304	200	400	1,00	4,98	3,26	1,50	21,09	24,37
ST	325,5	1.171,8	0,326	0,07	0,304	304	200	400	0,83	4,47	3,08	1,50	21,09	23,64
TT'	215,3	774,9	0,215	0,05	0,266	266	200	300	0,75	3,87	1,58	3,11	37,13	38,31
T'X	157,5	567,0	0,158	0,05	0,266	266	200	300	0,42	2,83	6,65	3,11	37,13	39,94
XY	136,5	491,4	0,137	0,05	0,266	266	200	300	0,33	2,45	3,23	3,11	37,13	38,18
YZ	99,8	359,1	0,100	0,03	0,218	218	200	200	0,48	2,66	3,49	2,72	25,52	27,20
ZAA	78,8	283,5	0,079	0,01	0,152	152	100	200	1,81	4,33	2,34	2,72	16,42	20,66
AAAB	57,6	207,2	0,058	0,01	0,152	152	100	200	1,03	3,16	2,94	2,72	16,42	19,43
total														767,55



CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA EN CIRCUITO MÁS DESFAVORABLE. ALTA CARGA TÉRMICA

(recorrido mas desfavorable)														
	Q (l/s)	Q (m3/h)	Q (m3/s)	S (m2)	DH	Deq (mm)	a	b	$\Delta\Pi/\mu$ ($\Pi\alpha/\mu$)	v (m/s)	L(m)	C	L eq (m)	DP tramo (Pa)
AB	1408	0,391	0,073	0,30	304	200	400	0,08	0,97	4,89	6,89	19,25	162,12	168,82
AB	3864	1,073	0,173	0,46	469	250	800	0,2	0,68	5,37	5,45	19,25	212,85	216,55
BC	3134	0,871	0,173	0,46	469	250	800	0,2	0,46	4,35	2,43	3,11	34,39	35,52
BF	704	0,196	0,037	0,21	218	200	200	0,04	1,46	4,89	3,60	6,48	54,57	59,82
CD	2776	0,771	0,134	0,41	413	250	600	0,15	0,73	5,14	5,07	6,48	71,65	75,37
DE	2290	0,636	0,105	0,36	365	200	600	0,12	0,90	5,30	1,00	6,48	54,57	55,48
EF	1894	0,526	0,105	0,36	365	200	600	0,12	0,64	4,38	2,89	6,48	54,57	56,42
FG	528	0,147	0,037	0,21	218	200	200	0,04	0,86	3,67	2,07	6,48	54,57	56,36
GH	352	0,098	0,018	0,15	152	100	200	0,02	2,27	4,89	2,19	6,48	23,43	28,39
													total	752,73