

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto / Trabajo Fin de Carrera

**ESTUDIO ENERGÉTICO DE LA
INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN
DE UN POLIDEPORTIVO CON
PISCINA CLIMATIZADA
(HVAC Energy Analysis of a Sports Complex
with a Heated Swimming Pool)**

Para acceder al Título de
INGENIERO INDUSTRIAL

Autor: Néstor Vicente Monclús

Marzo - 2016

Agradecimientos

Gracias a mi familia por el apoyo infinito y estar ahí siempre para empujar en la buena dirección.

Gracias a mis amigos por acompañarme en todo tipo de andanzas.

Y gracias a todos los docentes de la Universidad de Cantabria por el tiempo dedicado a nuestro aprendizaje. En especial al tutor de este proyecto, profesor D. Juan Carcedo Haya por su gran disponibilidad, su paciencia y sus conocimientos transmitidos.

Por último a los compañeros de la empresa Talleres del Agua, SL por el soporte técnico recibido.

DOCUMENTO I: ÍNDICE

DOCUMENTO II: MEMORIA

DOCUMENTO III: ANEXOS

DOCUMENTO IV: PLANOS

DOCUMENTO V: PRESUPUESTO

DOCUMENTO VI: ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

DOCUMENTO I. ÍNDICE

DOCUMENTO II. MEMORIA

II.1 INTRODUCCIÓN	9
II.2 ALCANCE	13
II.3 ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	14
II.4 UBICACIÓN Y CASO DE ESTUDIO	15
II.5 NORMATIVA APLICABLE	16
II.5.1 CTE	16
II.5.2 RITE	16
II.5.3 Instrucciones técnicas.....	21
II.5.4 Reglamento Sanitario de Piscinas de Uso Colectivo de la Comunidad Autónoma de Cantabria	21
II.5.5 NIDE 3: Normas reglamentarias piscinas	22
II.6 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AIRE DEL RECINTO DE LA PISCINA	23
II.6.1 Condiciones de diseño.....	23
II.6.2 Carga latente sobre el aire del recinto.....	24
II.6.2.1 Caudal de agua evaporada.....	24
II.6.2.2 Efecto del aire exterior	25
II.6.3 Carga sensible sobre el aire del recinto	26
II.6.3.1 Cargas por transmisión.....	26
II.6.3.2 Cargas por radiación	27
II.6.3.3 Ganancias internas.....	28
II.6.4 Dimensionado del equipo de deshumectación	30
II.7 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AGUA DE LA PISCINA	32
II.7.1 Demanda energética inicial.....	32
II.7.2 Pérdidas de calor en el vaso de la piscina	32
II.7.2.1 Pérdidas por evaporación.....	34
II.7.2.2 Pérdidas por radiación.....	34
II.7.2.3 Pérdidas por convección	35
II.7.2.4 Pérdidas por transmisión	35
II.7.2.5 Pérdidas por renovación	36
II.8 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AIRE DE OTROS RECINTOS	37
II.8.1 Condiciones interiores	37
II.8.2 Ocupación	38
II.8.3 Carga térmica sensible	39
II.8.4 Carga térmica latente	39
II.8.5 Mínimo aire de renovación.....	40
II.9 DEMANDA ENERGÉTICA POR CONSUMO DE ACS.....	41
II.9.1 Caudal	41
II.9.2 Consumo.....	43
II.9.3 Producción instantánea.....	43
II.9.4 Acumulación	44
II.10 SOLUCIONES TÉCNICAS	47

II.10.1 Instalaciones propuestas.....	47
II.10.2 Metodología de cálculo.....	48
II.10.3 Condiciones externas.....	49
II.10.4 Condiciones interiores.....	50
II.10.5 Cargas térmicas máximas.....	51
II.11 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LA PISCINA.....	51
II.11.1 Climatización con aire exterior como único medio deshidratante.....	51
II.11.1.1 Caudal de impulsión.....	53
II.11.1.2 Punto de mezcla y condiciones de impulsión.....	56
II.11.1.3 Temperatura de descarga.....	60
II.11.1.4 Potencia de la batería de calor.....	63
II.11.1.5 Energía demandada. Estimación anual.....	64
II.11.1.6 Recuperador del calor extraído.....	65
II.11.1.7 Temperatura de la mezcla de aire con la energía recuperada.....	68
II.11.1.8 Potencia realmente necesaria en la batería de calor.....	68
II.11.1.9 Estimación anual de la energía demandada con recuperador de calor.....	69
II.11.1.10 Mejora del rendimiento del recuperador mediante un enfriamiento adiabático del aire extraído.....	69
II.11.1.11 Conclusiones.....	71
II.11.2 Deshumectación por enfriamiento de aire.....	73
II.11.2.1 Descripción del sistema.....	73
II.11.2.2 Tiempo de utilización.....	75
II.11.2.3 Cálculo energético.....	77
II.11.3 Conclusiones tratamiento de aire de la piscina.....	79
II.12 CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DEL VASO DE LA PISCINA..	81
II.12.1 Pérdidas por evaporación.....	81
II.12.2 Pérdidas por radiación.....	82
II.12.3 Pérdidas por convección.....	83
II.12.4 Pérdidas por transmisión.....	83
II.12.5 Pérdidas por renovación.....	84
II.12.6 Resumen demanda energética.....	85
II.13 CÁLCULO DE LAS NECESIDADES DE ACS.....	86
II.13.1 Carga Mensual.....	86
II.13.2 Dimensionado de la instalación.....	88
II.13.2.1 Ocupación.....	88
II.13.2.2 Consumos.....	88
II.13.2.3 Acumulación.....	89
II.13.3 Conclusiones.....	91
II.14 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LA PISTA PRINCIPAL.....	92
II.14.1 Caudal de impulsión.....	92
II.14.2 Condiciones de impulsión.....	94
II.14.3 Condiciones de mezcla.....	95
II.14.4 Potencia de las baterías para las distintas configuraciones.....	98
II.14.5 Comparación de instalaciones.....	100
II.15 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LOS VESTUARIOS Y SALAS DE ACTIVIDADES.....	104
II.15.1 Caudal de impulsión.....	104
II.15.2 Condiciones de impulsión.....	105
II.15.3 Condiciones de mezcla.....	107
II.15.4 Potencia de las baterías para las distintas configuraciones.....	108

II.15.5 Comparación de instalaciones	110
II.16 CONCLUSIONES GENERALES Y RESUMEN ENERGÉTICO	112
II.17 BATERÍAS DE FRÍO Y CALOR.....	114
II.17.1 Método de la eficiencia. NTU y eficiencia del intercambiador.....	115
II.17.2 Cálculo de las temperaturas de trabajo	120
II.18 PLANTA ENFRIADORA AGUA – AGUA CON RECUPERACIÓN.....	124
II.18.1 Piscina	125
II.18.1.1 Refrigeración	125
II.18.1.2 Calefacción	127
II.18.1.3 Resultados y conclusiones	128
II.18.2 Pista	129
II.18.2.1 Resultados y conclusiones	130
II.18.3 Vestuarios + Salas de actividades	131
II.18.3.1 Resultados y conclusiones	132
II.19 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA	134
II.19.1 Cálculos energía solar	136
II.19.1.1 Necesidades energéticas.....	136
II.19.1.2 Cálculo de la superficie de captación y acumulación	137
II.19.2 Resultados y conclusiones.....	142
II.20 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA.....	144
II.20.1 Tipos de calderas.....	145
II.20.2 Rendimiento útil nominal	146
II.20.3 Dimensionado	147
II.21 CONCLUSIONES. BALANCE ENERGÉTICO	149

DOCUMENTO III. ANEXOS

III.1. REGULACIÓN Y CONTROL DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN	153
III.1.1 Modos de control	154
III.1.1.1 Decalaje de puntos de consigna.....	154
III.1.1.2 Control maestro/esclavo	154
III.1.1.3 Control secuenciado de máquinas.....	154
III.1.2 Climatizador de zona.....	155
III.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	160
III.2.1 Baterías.....	160
III.2.2 UTA's.....	164
III.2.3 Instalación solar	168
III.2.4 Bomba de calor piscina	170
III.2.5 Planta enfriadora pista/vestuarios + salas actividades.....	172
III.2.6 Caldera	175

DOCUMENTO IV. PLANOS

DOCUMENTO V. PRESUPUESTO

V.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	179
---------------------------------------	------------

V.1.1 Presupuesto	179
V.1.1.1 Instalación solar	179
V.1.1.2 Piscina.....	180
V.1.1.3 Pista	181
V.1.1.4 Vestuarios + Gimnasio + Sala multiusos	182
V.1.1.5 Sistema auxiliar	183
V.1.1.6 PRESUPUESTO GLOBAL.....	183
V.1.2 Viabilidad económica (VAN-TIR-PR)	184

DOCUMENTO VI. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

VI. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.....	186
VI.1 Emisiones de CO₂	188

REFERENCIAS.....	190
-------------------------	------------

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EDIFICIOS [3]	13
TABLA 2: CONDICIONES DE CONFORT EN LA PISCINA [6]	23
TABLA 3: CALOR DISIPADO POR LAS PERSONAS SEGÚN ACTIVIDAD Y SEXO [5]	28
TABLA 4: CALOR DISIPADO POR LAS PERSONAS EN LA PISCINA [5]	28
TABLA 5: SUPERFICIE Y VOLUMEN DE OTROS RECINTOS [4]	37
TABLA 6: TEMPERATURA INTERIOR DE CADA LOCAL [6]	38
TABLA 7: OCUPACIÓN MEDIA OTROS RECINTOS	38
TABLA 8: CARGAS SENSIBLE Y LATENTE DE CADA RECINTO [4]	40
TABLA 9: CAUDAL INSTANTÁNEO MÍNIMO POR APARATO [5]	41
TABLA 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE CAUDALES SIMULTÁNEOS [13]	42
TABLA 11: CONSUMO DIARIO DE ACS PARA DISTINTOS TIPOS DE EDIFICIOS [13]	43
TABLA 12: CONDICIONES EXTERNAS DE MÁXIMA HUMEDAD ESPECÍFICA MENSUAL [8]	49
TABLA 13: CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO	50
TABLA 14: CARGAS TÉRMICAS DE CADA RECINTO [4]	51
TABLA 15: HUMEDAD ESPECÍFICA MÁXIMA DEL AIRE EXTERIOR Y TEMPERATURA [8]	58
TABLA 16: CÁLCULO DEL PUNTO DE MEZCLA DE AIRE [9]	59
TABLA 17: CAUDALES MÁXIMOS UTA PISCINA	60
TABLA 18: CAUDAL DE AIRE MÍNIMO DE RENOVACIÓN	60
TABLA 19: CALOR LATENTE TOTAL EN LA PISCINA CADA MES	61
TABLA 20: ENTALPÍA DEL AIRE DE DESCARGA EN LA PISCINA CADA MES	62
TABLA 21: TEMPERATURA DE DESCARGA CALCULADA PARA LA PISCINA	62
TABLA 22: POTENCIA MENSUAL BATERÍA DE CALOR DE LA UTA - PISCINA	63
TABLA 23: HORAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN CADA MES	64
TABLA 24: ENERGÍA DEMANDADA CADA MES POR LA BATERÍA DE CALOR UTA - PISCINA	65
TABLA 25: TEMPERATURA A LA SALIDA DEL RECUPERADOR	67
TABLA 26: TEMPERATURA DE LA MEZCLA DESPUÉS DE LA RECUPERACIÓN	68
TABLA 27: POTENCIA DE LA BATERÍA DE CALOR DESPUÉS DE LA RECUPERACIÓN	69
TABLA 28: ENERGÍA DEMANDADA DESPUÉS DEL RECUPERADOR	69

TABLA 29: DATOS METEOROLÓGICOS SANTANDER [17]	75
TABLA 30: PÉRDIDAS POR RADIACIÓN VASO DE LA PISCINA	82
TABLA 31: PÉRDIDAS POR TRANSMISIÓN DEL VASO DE LA PISCINA	83
TABLA 32: TEMPERATURA DEL AGUA DE RED	84
TABLA 33: CALOR PERDIDO POR RENOVACIÓN DEL AGUA DE LA PISCINA	84
TABLA 34: DEMANDA ENERGÉTICA DEL AGUA DEL VASO DE LA PISCINA	85
TABLA 35: DEMANDA ENERGÉTICA ACS	87
TABLA 36: DISTRIBUCIÓN DIARIA DE LA OCUPACIÓN DE LAS INSTALACIONES	88
TABLA 37: CAUDALES DE VENTILACIÓN EN FUNCIÓN DEL TIPO DE LOCAL	92
TABLA 38: TEMPERATURA Y HUMEDAD ESPECÍFICA DE IMPULSIÓN AIRE UTA - PISTA	94
TABLA 39: HUMEDAD ESPECÍFICA AIRE EXTERIOR	95
TABLA 40: TEMPERATURA DE ROCÍO DEL AIRE DE DESCARGA [19]	95
TABLA 41: TEMPERATURAS DE FUNCIONAMIENTO AIRE UTA - PISTA	96
TABLA 42: TEMPERATURAS DE FUNCIONAMIENTO DEL AIRE DE MEZCLA UTA - PISTA	97
TABLA 43: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN SIN RECUPERADOR CON CÁMARA DE MEZCLA	99
TABLA 44: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN CON RECUPERADOR Y CÁMARA DE MEZCLA	99
TABLA 45: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN CON ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO Y RECUPERADOR	99
TABLA 46: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN TRABAJANDO CON TODO AIRE EXTERIOR	100
TABLA 47: DEMANDA ENERGÉTICA DISTINTAS CONFIGURACIONES	101
TABLA 48: DEMANDA DE LA UTA - PISTA PARA DOS CAUDALES DE AIRE DE IMPULSIÓN DISTINTOS	101
TABLA 49: TEMPERATURA Y HUMEDAD ESPECÍFICA DEL AIRE DE IMPULSIÓN UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	106
TABLA 50: TEMPERATURA DE ROCÍO DEL AIRE DE DESCARGA [19]	106
TABLA 51: TEMPERATURAS DE FUNCIONAMIENTO DA LA UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	107
TABLA 52: TEMPERATURAS DEL AIRE DE MEZCLA DE LA UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	108
TABLA 53: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN SIN RECUPERADOR Y CÁMARA DE MEZCLA	108
TABLA 54: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN CON RECUPERADOR Y CÁMARA DE MEZCLA	109
TABLA 55: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN CON ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO Y RECUPERADOR	109
TABLA 56: POTENCIA BATERÍAS EN INSTALACIÓN TRABAJANDO CON TODO AIRE EXTERIOR	109
TABLA 57: DEMANDA UTA - PISCINA CON LA CONFIGURACIÓN MÁS EFICIENTE	113
TABLA 58: DEMANDA UTA - PISTA CON LA CONFIGURACIÓN MÁS EFICIENTE	113
TABLA 59: DEMANDA UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES CON LA CONFIGURACIÓN MÁS EFICIENTE	113
TABLA 60: COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR Y EFICIENCIA BATERÍAS	120
TABLA 61: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-PISCINA (I-VI)	121
TABLA 62: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-PISCINA (VII-VIII)	121
TABLA 63: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-PISCINA (IX-XII)	121
TABLA 64: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA -PISTA (I-VI)	122
TABLA 65: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-PISTA (VIII-XII)	122
TABLA 66: TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-VESTUARIOS + SALAS (I-VI)	123
TABLA 67 : TEMPERATURAS DE TRABAJO BATERÍAS UTA-VESTUARIOS + SALAS (VII-XII)	123
TABLA 68: COMPARACIÓN TEMPERATURA DE TRABAJO BATERÍA DE CALOR/CONDENSADOR BOMBA	127
TABLA 69: CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA SEGÚN ZONAS CLIMÁTICAS [5]	135
TABLA 70: NECESIDADES ENERGÉTICAS AGUA DEL VASO DE LA PISCINA	136
TABLA 71: NECESIDADES ENERGÉTICAS PARA PRODUCIR ACS	136
TABLA 72: DEMANDA ENERGÉTICA TOTAL DEL AGUA	136
TABLA 73: ENERGÍA SOLAR INCIDENTE POR PROVINCIAS [22]	137

TABLA 74: FACTOR DE CORRECCIÓN POR INCLINACIÓN [22]	138
TABLA 75: HORAS DE SOL EN EL HEMISFERIO NORTE	140
TABLA 76: TEMPERATURA AMBIENTE DURANTE LAS HORAS DE SOL [22]	140
TABLA 77: ENERGÍA ÚTIL COLECTOR SOLAR	142
TABLA 78: APORTACIÓN ENERGÉTICA NECESARIA Y NÚMERO DE COLECTORES	142
TABLA 79: RENDIMIENTO MÍNIMO SEGÚN TIPO DE CALDERA [23]	147
TABLA 80: PRESUPUESTO INSTALACIÓN SOLAR	180
TABLA 81: PRESUPUESTO INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN PISCINA	180
TABLA 82: PRESUPUESTO INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN PISTA	181
TABLA 83: PRESUPUESTO INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES [29]	182
TABLA 84: PRESUPUESTO SISTEMA AUXILIAR	183
TABLA 85: VIABILIDAD ECONÓMICA INSTALACIÓN CON/SIN RECUPERADOR	185
TABLA 86: VIABILIDAD ECONÓMICA INSTALACIÓN CON CONTROL PROGRAMABLE	186
TABLA 87: AHORRO DE EMISIONES CONTAMINANTES	188

ÍNDICE DE IMÁGENES

IMAGEN 1: CONSUMO ENERGÉTICO MEDIO INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN	9
IMAGEN 2: DEMANDA ENERGÉTICA TÍPICA EN MODO REFRIGERACIÓN	11
IMAGEN 3: DEMANDA ENERGÉTICA TÍPICA EN MODO CALEFACCIÓN	11
IMAGEN 4: MÉTODOS DE CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE UN EDIFICIO	12
IMAGEN 5: PÉRDIDAS EN EL VASO DE LA PISCINA	33
IMAGEN 6: METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN	48
IMAGEN 7: FUNCIONAMIENTO UTA	52
IMAGEN 8: ZONAS DE CONTROL DEL AIRE EXTERIOR	52
IMAGEN 9: ZONA CON POSIBILIDAD DE DESHUMECTAR CON AIRE EXTERIOR	53
IMAGEN 10: GRADIENTE DE HUMEDAD ESPECÍFICA NECESARIO PARA DESHUMECTAR	56
IMAGEN 11: CORRIENTES DE AIRE EN LA UTA	57
IMAGEN 12: CÁLCULO TEMPERATURA DE DESCARGA EN LA PISCINA	62
IMAGEN 13: INSTALACIÓN DE UN RECUPERADOR DE CALOR DEL AIRE DE EXTRACCIÓN	66
IMAGEN 14: CONFIGURACIONES POSIBLES DE FUNCIONAMIENTO DE LA UTA	67
IMAGEN 15: CALOR RECUPERADO SOBRE DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	68
IMAGEN 16: COMPARATIVA TEMPERATURA EXTERIOR/TEMPERATURA DE DESCARGA	70
IMAGEN 17: COMPARATIVA CAUDAL DE RETORNO/RENOVACIÓN	70
IMAGEN 18: INSTALACIÓN CON ENFRIADOR ADIABÁTICO	71
IMAGEN 19: COMPARATIVA UTA PISCINA CON/SIN RECUPERADOR	72
IMAGEN 20: UTA CON BATERÍA DE FRÍO	74
IMAGEN 21: REPRESENTACIÓN PSICROMÉTRICA DE LA DESHUMECTACIÓN	74
IMAGEN 22: CONDICIONES EXTERIORES JULIO	76
IMAGEN 23: CONDICIONES EXTERIORES AGOSTO	77
IMAGEN 24: COMPARACIÓN CONFIGURACIONES PARA DESHUMECTAR PISCINA	78
IMAGEN 25: COMPARACIÓN CONFIGURACIÓN AIRE MEZCLADO/FREE COOLING	79
IMAGEN 26: COMPARACIÓN CONSUMO CON/SIN RECUPERADOR ENTRE BATERÍAS	80
IMAGEN 27: INSTALACIÓN CON RECUPERADOR ENTRE BATERÍAS	81
IMAGEN 28: ENERGÍA DEMANDADA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS	87
IMAGEN 29: COMPARACIÓN TEMPERATURA DE DESCARGA/EXTERIOR UTA - PISTA	103
IMAGEN 30: COMPARACIÓN UTA PISTA CON/SIN RECUPERADOR ENTRE BATERÍAS	104

IMAGEN 31: COMPARACIÓN DISTINTAS INSTALACIONES UTA VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	110
IMAGEN 32: COMPARACIÓN TEMPERATURA DESCARGA/EXTERIOR UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	111
IMAGEN 33: COMPARACIÓN UTA - VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES CON/SIN RECUPERADOR ENTRE BATERÍAS	112
IMAGEN 34: FACTOR DE BYPASS DE UN INTERCAMBIADOR	114
IMAGEN 35: FLUJOS PARALELOS EN CONTRACORRIENTE CON SUPERFICIE DE INTERCAMBIO INFINITA	116
IMAGEN 36: FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLA	117
IMAGEN 37: COMPARACIÓN TEMPERATURA DE DESCARGA/AIRE POST RECUPERADOR	123
IMAGEN 38: BOMBA DE CALOR	124
IMAGEN 39: FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE CALOR	124
IMAGEN 40: ÍNDICE EUROPEO DE EFICIENCIA ENERGÉTICA ESTACIONAL DE LA BOMBA	126
IMAGEN 41: CONSUMO MENSUAL BOMBA DE CALOR	128
IMAGEN 42: FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA CON DISTINTOS CAUDALES	129
IMAGEN 43: LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO PLANTA ENFRIADORA PISTA	130
IMAGEN 44: FUNCIONAMIENTO PLANTA ENFRIADORA PISTA	131
IMAGEN 45: FUNCIONAMIENTO PLANTA ENFRIADORA VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES	132
IMAGEN 46: COMPONENTES DE UNA INSTALACIÓN SOLAR	134
IMAGEN 47: BALANCE ENERGÉTICO EN UN COLECTOR SOLAR	135
IMAGEN 48: ÁNGULOS DE REFERENCIA COLECTOR SOLAR	139
IMAGEN 49: INSTALACIÓN SOLAR TÍPICA DE APLICACIÓN EN PISCINA Y ACS	141
IMAGEN 50: COBERTURA MENSUAL ENERGÍA SOLAR	143
IMAGEN 51: COBERTURA ANUAL ENERGÍA SOLAR	143
IMAGEN 52: ESQUEMA CALDERA TÍPICA	144
IMAGEN 53: RENDIMIENTO ESTACIONAL DE CALDERAS DE BAJA TEMPERATURA Y DE CONDENSACIÓN CON RESPECTO A LAS CALDERAS ESTÁNDAR	146
IMAGEN 54: BALANCE ENERGÉTICO EN LA CALDERA	146
IMAGEN 55: ESQUEMA CALDERAS EN CASCADA	149
IMAGEN 56: CONSUMO PLANTAS ENFRIADORAS DE LA INSTALACIÓN MÁS EFICIENTE	150
IMAGEN 57: POTENCIA APORTADA POR LA CALDERA	151
IMAGEN 58: VARIABLE CONTROLADA/MANIPULADA	155
IMAGEN 59: CONTROL DE UNA INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN	156
IMAGEN 60: SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO CUANDO LA TEMPERATURA EXTERIOR ES MAYOR QUE EL RETORNO	156
IMAGEN 61: ESQUEMA CONTROL ENFRIAMIENTO GRATUITO CON CONTROL DE TEMPERATURA SECA	157
IMAGEN 62: EJEMPLO CONTROL AVANZADO DE INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN	159

II. MEMORIA

II.1. INTRODUCCIÓN

Este proyecto surge de la idea de realizar un trabajo en el ámbito de la eficiencia energética. A propuesta del director del proyecto, se valora la opción de realizarlo sobre instalaciones deportivas con piscina climatizada, por ser estos edificios de una gran riqueza a nivel de intercambio energético.

El consumo energético medio, en este tipo de instalaciones, se distribuye en los porcentajes que se detallan a continuación:

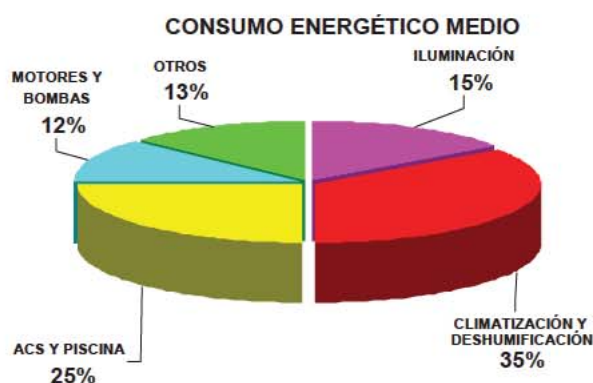


Imagen 1: Consumo energético medio instalación de climatización [1]

El objetivo de este proyecto será tratar de aprovechar al máximo las condiciones externas de temperatura y humedad en favor del ahorro energético. En base al gráfico mostrado con anterioridad, centraremos el objetivo en los sistemas involucrados en la producción de ACS, en los sistemas de mantenimiento de la temperatura del agua de la piscina y en aquellos encargados de la climatización y la deshumidificación del aire del recinto, tanto de la piscina como de las zonas destinadas a otro tipo de actividades. Se intentará detectar puntos de despilfarro energético presentes en las instalaciones térmicas y proponer sistemas para su aprovechamiento.

La producción de ACS puede realizarse a partir de distintas tecnologías, como pueden ser calderas, bombas de calor o energía solar térmica de baja temperatura. La utilización de esta última es especialmente ventajosa en este tipo de edificios donde puede utilizarse para producir agua caliente sanitaria y para el calentamiento del agua de las piscinas.

Sin embargo, en muchos centros deportivos la temperatura de salida del ACS en los grifos parece excesiva, llegando incluso a niveles contraproducentes. Estos casos, son energéticamente ineficientes, ya que el sistema está generando temperaturas mayores a las necesarias, con el consiguiente derroche energético que supone.

En cuanto a la climatización, las variables a tener en cuenta serán la potencia de los equipos, en este caso las calderas y los equipos de producción de frío y calor, así como las bombas de recirculación. También será muy importante conocer el factor de uso y el horario de funcionamiento de la instalación.

El sistema de climatización es fundamental en una instalación con piscina climatizada debido al gran consumo que origina, a que proporciona confort al usuario y a que influye en su sensación general cuando se encuentra disfrutando del centro. Este sistema puede presentar las siguientes ineficiencias, independientemente de los equipos por los que esté compuesto:

- Sobredimensionado de la instalación
- Incorrecto funcionamiento de las calderas
- Desaprovechamiento de calores residuales
- Inapropiado sistema de control y regulación
- Mantenimiento inadecuado

En el análisis de las necesidades del recinto de la piscina, habrá que prestar atención tanto al aire del recinto como al vaso de la piscina. Para el primero habrá que controlar tanto la temperatura como la humedad. En el caso del agua de la piscina será su temperatura la que requiera la atención de la instalación. Nos interesará mucho encontrar la forma de aprovechar el calor generado para calentar el agua de la piscina

En cuanto al resto de dependencias como pueden ser, vestuarios, gimnasio, sala multiusos, polideportivo, pasillos, etc. El interés principal

radica en la posibilidad de aprovechar el calor generado por sus ocupantes y el debido a la ventilación exigida tanto cuando hay que refrigerar:

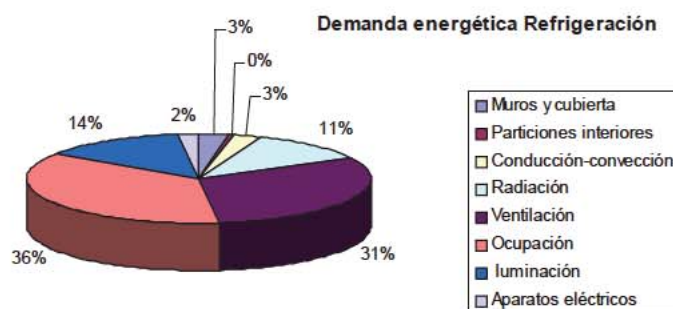


Imagen 2: Demanda energética típica en modo refrigeración [1]

Como cuando se debe calefactar:

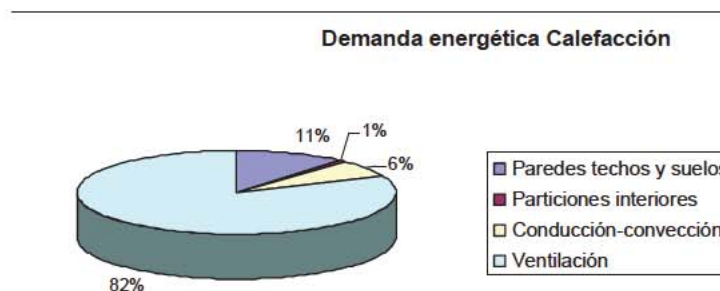


Imagen 3: Demanda energética típica en modo calefacción [1]

Se procederá al estudio de las posibilidades de mejora en materia de recuperación energética. Normalmente en estas instalaciones se implementan recuperadores del calor de extracción. Al instalar un recuperador, disminuye el porcentaje de la demanda debida a la ventilación.

Para proceder al cálculo de la carga térmica de refrigeración y acondicionamiento del aire existen diversos métodos cuya precisión aumenta con la complejidad de desarrollo.

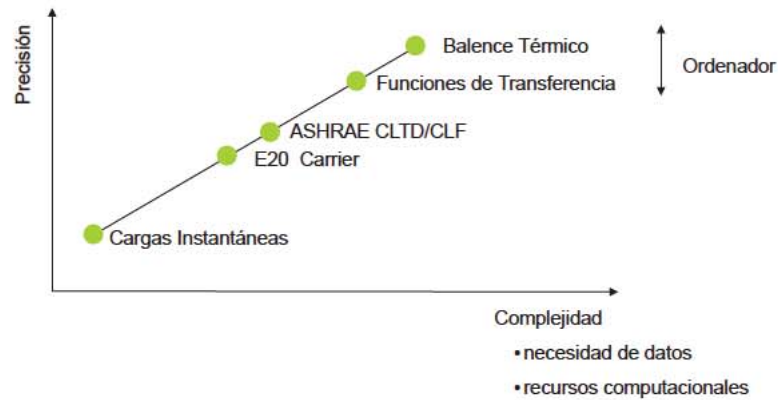


Imagen 4: Métodos de cálculo de la carga térmica de un edificio [2]

En cuanto a la normativa referente, tanto el RITE como el CTE, imponen las condiciones de confort óptimas para que, por ejemplo, los bañistas que salen mojados del agua no tengan sensación de frío. También dentro del CTE, se establecen unas limitaciones en los componentes de la envolvente térmica del edificio que nos van a permitir acotar la demanda energética del edificio de forma indirecta. Esta opción implica también limitar la presencia de condensaciones en la superficie y en el interior de los cerramientos así como puentes térmicos para las condiciones ambientales establecidas.

El mayor problema es el sobredimensionamiento de las instalaciones para que puedan cumplir con las necesidades del edificio incluso en las condiciones más extremas de demanda energética. Estas instalaciones sin una regulación avanzada derrochan energía constantemente en su funcionamiento.

En general, los puntos claves para reducir el consumo energético en un edificio son los siguientes:

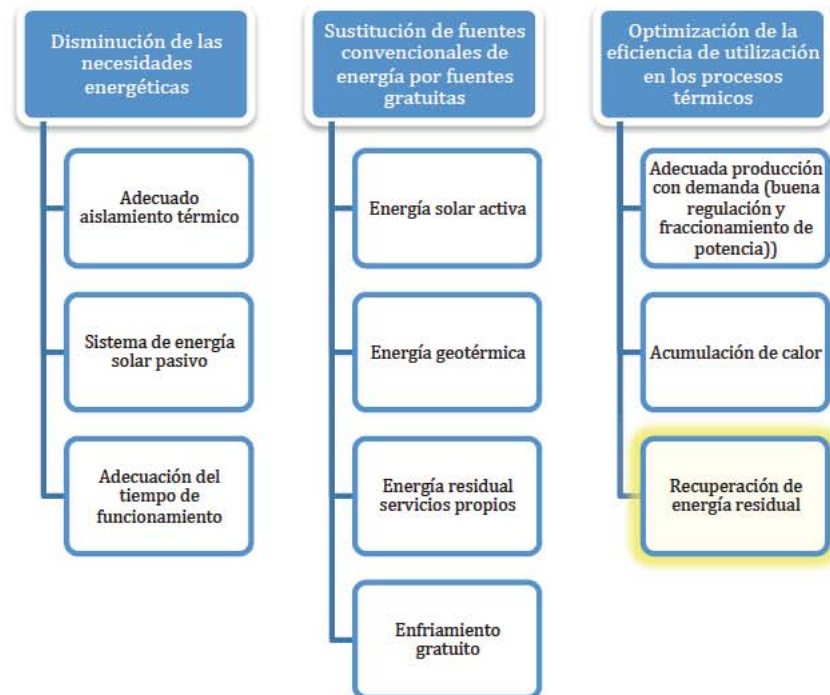


Tabla 1: Reducción del consumo energético en edificios [3]

II.2 ALCANCE

Este proyecto se encarga de analizar diferentes configuraciones de la instalación térmica, concretamente de la unidad de tratamiento de aire, con el objetivo de tratar el aire de la forma más eficiente posible. Se realiza un análisis energético en función de las distintas variables que entran en juego para poder elegir en cada momento la opción más eficiente. No se trata de realizar un proyecto de ejecución sino un estudio energético centrado en la UTA y en sus distintas configuraciones.

II.3 ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Este proyecto surge con la idea de analizar las soluciones técnicas que se pueden adoptar para mejorar la eficiencia energética en las instalaciones térmicas de edificios polideportivos con piscinas climatizadas.

Se quiere realizar el análisis de un edificio situado en Cantabria, para así, poder cuantificar las ventajas e inconvenientes de las condiciones externas en el funcionamiento de la instalación.

Primeramente se estudia la legislación vigente referida a este tipo de edificios. Referidas a su construcción y su posterior utilización en busca del confort y la seguridad de los usuarios.

Posteriormente, se estudian las necesidades energéticas de una instalación de estas características y las soluciones técnicas que cubren dichas necesidades. Es aquí, en las soluciones técnicas, donde se analizará en profundidad las distintas configuraciones que se encuentran a nuestra disposición y su repercusión en el consumo energético.

Primando siempre el mayor ahorro energético posible, se tendrá en cuenta que a nivel práctico se requiere un funcionamiento óptimo del sistema. Se trata de que la instalación ajuste lo máximo posible el aporte energético a la demanda existente en cada momento.

II.4 UBICACIÓN Y CASO DE ESTUDIO

El pabellón polideportivo se encuentra en el barrio de Requejada perteneciente al municipio de Polanco. La ubicación exacta es la parcela N° 80005. Ocupa una superficie de 6573 m² pertenecientes al ayuntamiento de Polanco y linda al Norte con el colegio público Pérez Galdós. Al sur con la autovía A-67 y al este con la carretera S- 451. [4]

Sus coordenadas son:

Latitud: 43.3858 N

Longitud: -4.0285 E

La parcela se encuentra a una altitud de 22 m sobre el nivel del mar.

El edificio a climatizar es un pabellón deportivo multiusos que consta principalmente de dos espacios separados, la piscina climatizada y la pista polideportiva, anexos a estos dos grandes espacios se encuentran tanto las salas para la realización de distintas actividades como los aseos y vestuarios divididos en dos plantas. El pabellón posee unas dimensiones interiores en planta de 77,30m de longitud por 37,75 m de anchura, y cuenta con una altura mínima de 7,50 m y 10,50 m de altura máxima.

En la planta baja se encuentra la zona de pista multiusos central de 40x20 m², con una grada lateral de 412 asientos y 6 asientos para minusválidos, con dos aseos masculinos, dos aseos femeninos y uno de minusválidos para los espectadores.

Para los deportistas se han diseñado dos vestuarios masculinos, dos vestuarios femeninos y dos vestuarios para árbitros.

En la zona lateral de la planta baja se encuentra la construcción de una piscina polivalente conforme a la norma NIDE de 25x12.50 m². Anexa a esta se encuentran los vestuarios tanto masculino como femenino para uso de la piscina.

Como complemento a la zona de planta baja también existe la sala de botiquín, cuarto de limpieza, dos cuartos de almacenaje de útiles para el

deporte, cuarto de instalaciones y cuartos de control de acceso. Todas estas instalaciones ocupan una superficie de 2900 m² en la planta baja.

II.5 NORMATIVA APLICABLE

II.5.1 CTE

La legislación aplicable más significativa es el Código Técnico de la Edificación (CTE). Se corresponde con el REAL DECRETO 314/2006 de 17 de marzo y, en concreto, nos interesan las secciones [5]:

Documento Básico HE Ahorro de Energía

Documento Básico HS Salubridad

II.5.2 RITE

La legislación vigente, en base a la cual se realiza este proyecto, se corresponde con el REAL DECRETO 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE). Actualizada en la Modificación REAL DECRETO 238/2013 de 5 de abril de 2013 [6].

Este reglamento tiene como objeto establecido en su Capítulo 1, Artículo 1 lo siguiente:

Establecer las exigencias de eficiencia energética y seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas en los edificios destinadas a atender la demanda de bienestar e higiene de las personas, durante su diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento y uso, así como determinar los procedimientos que permitan acreditar su cumplimiento.

El ámbito de aplicación de este reglamento se define en su CAPÍTULO 1, Artículo 2 de la siguiente forma:

A efectos de aplicación del RITE se considerarán como instalaciones térmicas las instalaciones fijas de climatización (calefacción, refrigeración y ventilación) y de producción de agua caliente sanitaria, destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene de las persona.

Asimismo, en cuanto a las exigencias técnicas, en su CAPÍTULO 2, Artículo 10. El reglamento establece:

Las instalaciones térmicas deben diseñarse y calcularse, ejecutarse, mantenerse y utilizarse, de forma de forma que se cumplan las exigencias técnicas de bienestar e higiene, eficiencia energética y seguridad que establece este reglamento

En su Artículo 11, se especifican las condiciones de bienestar e higiene:

Las instalaciones térmicas deben diseñarse y calcularse, ejecutarse, mantenerse y utilizarse de tal forma que se obtenga una calidad térmica del ambiente, una calidad del aire interior y una calidad de la dotación de agua caliente sanitaria que sean aceptables para los usuarios del edificio sin que se produzca menoscabo de la calidad acústica del ambiente, cumpliendo los requisitos siguiente:

- *Exigencia de calidad térmica del ambiente (IT 1.1.4.1)*
 - *Temperatura operativa y humedad relativa (IT 1.1.4.1.2)*

La temperatura seca del aire de los locales que alberguen piscinas climatizadas se mantendrá entre 1°C y 2°C por encima de la del agua del vaso, con un máximo de 30°C. La humedad relativa del local se mantendrá siempre por debajo del 65%, para proteger los cerramientos de la formación de condensación.

(Ajuste para Cantabria)

- *Velocidad media del aire (IT 1.1.4.1.3)*

$$v = \frac{T}{100} - 0,07 \text{ [m/s]}$$

- *Otras condiciones de bienestar (UNE-EN-ISO-7730)*

Molestias por corrientes de aire, estratificación, suelos calientes y fríos o asimetría de temperatura radiante.

- *Exigencia de calidad del aire interior (IT 1.1.4.2)*

- *Categorías de la calidad del aire interior en función del uso de los edificios (IT 1.1.4.2.2)*

En nuestro caso será IDA 2, aire de buena calidad, en la piscina e IDA 3, aire de calidad media para el gimnasio.

- *Caudal mínimo del aire exterior de ventilación (IT 1.1.4.2.3)*

En las piscinas climatizadas el aire exterior de ventilación necesario para la dilución de los contaminantes será de 2,5 dm³/s por metro cuadrado de la superficie de la lámina de agua y de la playa (no está incluida la zona de espectadores). A este caudal se debe añadir el necesario para controlar la humedad relativa en su caso. El local se mantendrá con una presión negativa de entre 20 a 40 Pa con respecto a los locales contiguos.

- *Filtración del aire exterior mínimo de ventilación (IT 1.1.4.2.4)*

El aire exterior de ventilación se introducirá debidamente filtrado en los edificios. Las clases de filtración mínima a emplear, en función de la calidad del aire exterior (ODA) y de la calidad del aire interior requerida.

- *Exigencia de Higiene (IT 1.1.4.3)*
 - *Calentamiento del agua en piscinas climatizadas*

La temperatura del agua estará comprendida entre 24°C y 30°C según el uso principal de la piscina (se excluyen las piscinas para usos terapéuticos). La temperatura del agua se medirá en el centro de la piscina y a unos 20 cm por debajo de la lámina de agua.

La tolerancia en el espacio horizontal y verticalmente, de la temperatura del agua no podrá ser mayor que $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$
 - *Renovación de un 5% del volumen total a diario.*
- *Calidad del ambiente acústico*
 - *El edificio deberá cumplir la exigencia del documento DB-HR Protección frente al ruido del Código Técnico de la Edificación, que le afecte.*

Finalmente en lo que se refiere a la eficiencia energética, el Artículo 12 del RITE establece:

Las instalaciones térmicas deben diseñarse y calcularse, ejecutarse, mantenerse y utilizarse de tal forma que se reduzca el consumo de energía convencional de las instalaciones térmicas ,y como consecuencia, las emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos, mediante la utilización de sistemas eficientes energéticamente, de sistemas que permitan la recuperación de energía y la utilización de las energías renovables y de las energías residuales, cumpliendo los requisitos siguientes:

- *Rendimiento energético*
- *Distribución de calor y frío*
- *Regulación y control*
- *Contabilización de consumos*

- **Recuperación de energía (IT 1.2.4.5)**

- **Enfriamiento gratuito por aire exterior (IT 1.2.4.5.1)**

Los subsistemas de climatización del tipo todo aire, de potencia útil nominal mayor que 70 kW en régimen de refrigeración, dispondrán de un subsistema de enfriamiento gratuito por aire exterior.

- **Recuperación de calor del aire de extracción (IT 1.2.4.5.2)**

En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado.

En las piscinas climatizadas, la energía térmica contenida en el aire expulsado deberá ser recuperada, con una eficiencia mínima y unas pérdidas máximas de presión iguales a las indicadas en la tabla en función del caudal:

Caudal de aire exterior									
> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

En las piscinas climatizadas alternativamente al uso del aire exterior, el mantenimiento de la humedad relativa del ambiente puede lograrse por medio de una bomba de calor dimensionada específicamente para esta función, que enfríe, deshumedezca y recaliente el mismo aire del ambiente en ciclo cerrado.

- **Ahorro de energía en piscinas (IT 1.2.4.5.5)**

La lámina de agua de las piscinas climatizadas deberá estar protegida con barreras térmicas contra las pérdidas de calor del agua por evaporación durante el tiempo en que estén fuera de servicio.

La distribución de calor para el calentamiento del agua y la climatización del ambiente de piscinas será independiente de otras instalaciones térmicas.

- *Aprovechamiento de energías renovables y residuales (IT 1.2.4.6)*
 - *Contribución de calor renovable o residual para las demandas térmicas de piscinas cubiertas*
En las piscinas cubiertas una parte de las necesidades térmicas se cubrirán mediante la incorporación de sistemas de aprovechamiento de calor renovable o residual.

II.5.3 Instrucciones técnicas

IT 1.2.4.6.2 Contribución de calor renovable o residual para las demandas térmicas de piscinas cubiertas.

1. En las piscinas cubiertas una parte de las necesidades térmicas se cubrirán mediante la incorporación de sistemas de aprovechamiento de calor renovable o residual.

II.5.4 Reglamento Sanitario de Piscinas de Uso Colectivo de la Comunidad Autónoma de Cantabria

Artículo 8. Condiciones de los vasos cubiertos.

1. Las instalaciones que regulan la humedad ambiental y temperatura del agua se ajustarán a lo dispuesto en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus instrucciones complementarias (ITE).
2. Los vasos cubiertos dispondrán de las instalaciones necesarias para asegurar la renovación constante del aire del recinto manteniendo una humedad relativa no superior al 70%.
3. El local dónde se ubiquen los vasos cubiertos habrá de contar con un volumen mínimo de 8 m³ de aire por cada m² de lámina de agua.
4. La temperatura del agua de los vasos estará comprendida entre 24 y 28° C, la temperatura ambiental presentará una oscilación de $\pm 2^{\circ}$ C en relación con la anterior. En el caso de que la piscina albergue vasos de diferentes

temperaturas, la de referencia será la del vaso de lámina de agua de mayor superficie.

5. En los vasos termales y/o de relajación, destinados a usos concretos, la temperatura del agua puede estar entre 28° C hasta el valor que determinen las condiciones de uso de cada tipo de vaso.

6. Las instalaciones contarán con equipos que permitan la medida de los distintos parámetros señalados anteriormente.

II.5.5 NIDE 3: Normas reglamentarias piscinas

En él se atiende a las siguientes consideraciones:

- Tipos de piscinas: con vasos polivalentes, vasos de enseñanza y de chapoteo
- Orientación de la construcción
- Condiciones del diseño en función de la tipología
- Condiciones del recinto de la piscina

También se ha consultado la norma UNE 157001 relativa a los criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.

II.6 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AIRE DEL RECINTO DE LA PISCINA

Se trata en este apartado de establecer las condiciones del aire interior y la demanda energética para mantener esas condiciones en el tiempo.

II.6.1 Condiciones de diseño

Las instalaciones de este tipo son muy sensibles a las condiciones de diseño. Por ello es importante tener en cuenta las consideraciones aportadas por la normativa al respecto. Como ya hemos relatado con detalle en el apartado referente a la normativa, las principales exigencias al respecto son:

- Exigencias de bienestar térmico

CONDICIONES DE CONFORT	
Temperatura del agua	24 – 30 °C
Diferencia agua - aire	1 - 2
Temperatura del aire	Máximo 30 °C
Humedad relativa del ambiente	< 70%

Tabla 2: Condiciones de confort en la piscina [6]

- Exigencia de la calidad del aire interior
- Exigencia de eficiencia energética
- Otras consideraciones

II.6.2 Carga latente sobre el aire del recinto

II.6.2.1 Caudal de agua evaporada

En toda piscina se produce constantemente el fenómeno de la evaporación del agua que contiene. Este fenómeno de carga térmica resultará en la sobrecarga de humedad del aire del recinto [7].

El agua de la lámina superficial de la piscina se evapora a expensas del calor del propio agua y produce una capa de aire saturado. El agua contenida en esta capa de aire, pasa al ambiente mas seco en mayor medida cuanto mas agitada esté la superficie del agua por acción de los bañistas. Esto es debido a que la interacción entre el agua y el aire en régimen turbulento favorece la evaporación. Por ello el número de bañistas y la actividad que realicen en el agua influirán en la cantidad de evaporación producida. Otros factores a tener en cuenta serán:

- La velocidad del aire sobre la superficie del agua ya que favorece el fenómeno de la evaporación
- El efecto de las playas mojadas
- La carga latente de los bañistas

Existen diversas correlaciones para el cálculo de masa de agua evaporada en una piscina cubierta, Smith, Carreras, Bernier, etc. En nuestro caso utilizaremos esta última por ser sencilla e intuitiva además de tener una validez de aplicación contrastada en la práctica [7].

La masa de agua por unidad de tiempo (kg/h) que pierde el vaso de la piscina, viene determinada por:

$$M_E = A \left[(16 + 133n) \times (W_{ag} - W_{ai}) \right] + 0,1 N$$

Donde:

- M_e Masa de agua evaporada [kg/h]
 A Superficie de la lámina de agua de la piscina [m^2]
 W_{ag} Humedad específica del aire saturado a la T^a del agua de la piscina [$kg_{agua}/kg_{aire seco}$]
 W_{ai} Humedad específica del aire interior en las condiciones de diseño [$kg_{agua}/kg_{aire seco}$]
 n Número de bañistas por m^2 de superficie de lámina de agua
 N Número total de ocupante (bañistas + espectadores)

Conviene tener en cuenta que la influencia en la estimación del número y tipo de bañistas (deportistas, niños, jubilados, etc.) puede tener más influencia en los valores de agua evaporada que la fórmula en sí misma. Además, si no hay ocupación ($n=0$; $N=0$), se tendrá únicamente la evaporación producida de forma natural. Se corresponderá principalmente con periodos en los que la piscina se encuentre cerrada al público y en la práctica se utilizan barreras térmicas contra las pérdidas de calor en estos periodos.

La principal diferencia que afecta a los valores de las humedades absolutas es la presión atmosférica que viene definida por la altura respecto del nivel del mar.

II.6.2.2 Efecto del aire exterior

Otro elemento que influirá en la humedad del recinto, además de la masa de agua evaporada, será el caudal de aire exterior introducido. Este caudal como mínimo será el exigido en el RITE (I.T. 1.1.4.2) y en la mayoría de los casos, el aire exterior tiene una humedad inferior a la del aire del recinto. Por este motivo al introducir este aire bajará la humedad absoluta y la carga latente se hará negativa (deshumecta). Por todo esto es muy importante conocer la capacidad de deshumectación del aire exterior a la

hora de obtener la cantidad total de agua a compensar con los equipos de deshumectación.

El caudal de agua introducido por el aire del exterior se calculará con la expresión:

$$M_s = \rho Q_e \Delta W$$

Donde

M_s	Aportación de vapor del aire exterior [kg/h]
ρ	Densidad del aire exterior (1,145-1,146) [m ³ /kg _{as}]
Q_e	Caudal de aire exterior (8318 m ³ /h)
ΔW	Diferencia de humedad absoluta entre el aire exterior y el aire interior [kg _{ag} /kg _{as}]

A la hora de realizar el dimensionado del equipo de deshumectación, se realiza en base a las condiciones más desfavorables, aquellas en las que la humedad exterior sea máxima. De esta forma la deshumectación proporcionada por el aire exterior será mínima.

II.6.3 Carga sensible sobre el aire del recinto

Se explica aquí el cálculo de la demanda de calor sensible del edificio, es decir aquellas cargas que suponen una variación en la temperatura seca del local [8].

II.6.3.1 Cargas por transmisión

Se corresponden con la transmisión del calor por conducción y convección a través de los cerramientos opacos exteriores,

semitransparentes, paredes, techos, suelos, ventanas y puertas interiores.
En general se calculan mediante la expresión:

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Donde

- U Transmitancia térmica del cerramiento (W/mK).
- A Superficie del cerramiento (m²)
- ΔT Diferencia equivalente de temperaturas entre la superficie interior y exterior, teniendo en cuenta el aumento debido a la radiación solar

II.6.3.2 Cargas por radiación

Se corresponde con la energía que llega al local procedente de la radiación solar que atraviesa los elementos transparentes.

La expresión que se utiliza en estos casos es:

$$Q_{rad} = A_H \times F_{sH} \times [F_{sombra} \times R + (1 - F_{sombra}) \times R]$$

Donde

- A_H Superficie del hueco por el que llega la radiación (m²)
- F_{sH} Factor solar del hueco
- F_{sombra} Factor de sombra de la ventana
- R radiación solar que incide sobre la superficie con una determinada inclinación, correspondiente a la hora, mes, orientación y latitud considerada (W/m²)

II.6.3.3 Ganancias internas

Ocupación

En función de la actividad que estén realizando los ocupantes de una instalación disiparán una cierta cantidad de calor tabuladas como:

Consumo sensible 23°C (W)			
Actividad	Hombre	Mujer	Medio
De pie trabajo pesado (ejercicio físico)	137	122	130
De pie trabajo muy pesado (gimnasio)	183	149	166
Sentados trabajo ligero	111	94	103

Tabla 3: Calor disipado por las personas según actividad y sexo [5]

Para la piscina será:

Consumo sensible 27°C (W)			
Actividad	Hombre	Mujer	Medio
De pie trabajo ejercicio físico	115	102	109
De pie sin movimiento	80	70	75

Tabla 4: Calor disipado por las personas en la piscina [5]

La carga total será el producto del número de ocupantes por el calor disipado por cada uno.

Iluminación

En este cálculo se considera que la potencia total instalada se transforma en energía calórica, se cuantifica mediante la expresión:

$$Q = P_{ilum} \times F_s \times C$$

Donde

P_{ilum} Potencia de iluminación instalada (W)

F_s Factor de simultaneidad

C Coeficiente en función del tipo de iluminación

Propia instalación

Aquella producida por los ventiladores que mueven el aire y otros aparatos que puedan desprender calor. Se valora mediante:

$$Q_{inst} = 0,06 \times \sum_{cargas} Q_{sen}$$

Carga sensible por ventilación

En función de la actividad que se realice en el local la normativa supondrán una carga a la hora de climatizar. Esta influencia se puede valorar mediante la ecuación:

$$Q_{sen} = V_{vent} \times (T_{s,vent} - T_{s,int}) \frac{Cp_{as} + W_{vent} \times Cp_v}{ve_{vent}}$$

Donde

V_{inf} Caudal de aire exterior infiltrado (m³/h)

$T_{s,ext}$ Temperatura seca exterior (°C)

$T_{s,int}$ Temperatura seca interior (°C)

Cp_{as} Calor específico del aire seco (J/kg°C)

- W_{ext} Humedad específica (kg/kg_{as})
 Cp_v Calor específico del vapor de agua (J/kg°C)
 ve_{ext} Volumen específico del aire exterior (m³/kg_{as})

Carga sensible debido a infiltraciones del aire exterior

Las infiltraciones de aire exterior en el local se producen como consecuencia de la acción del viento que crea unas diferencias de presión entre el interior del local y el exterior. En función de las condiciones tanto del aire del local como del ambiente, supondrán ganancias o pérdidas de calor sensible. Se suele distinguir entre dos tipos de situaciones, infiltraciones por ventanas y puertas cerradas e infiltraciones al abrir una puerta de acceso. Estas se cuantifican mediante la expresión:

$$Q_{sen} = V_{inf} \times (T_{s,ext} - T_{s,int}) \frac{Cp_{as} + W_{ext} \times Cp_v}{ve_{ext}}$$

Donde

- V_{inf} Caudal de aire exterior infiltrado (m³/h)
 $T_{s,ext}$ Temperatura seca exterior (°C)
 $T_{s,int}$ Temperatura seca interior (°C)
 Cp_{as} Calor específico del aire seco (J/kg°C)
 W_{ext} Humedad específica (kg/kg_{as})
 Cp_v Calor específico del vapor de agua (J/kg°C)
 ve_{ext} Volumen específico del aire exterior (m³/kg_{as})

II.6.4 Dimensionado del equipo de deshumectación

Para el correcto dimensionado de la instalación tendremos en cuenta la diferencia entre el caudal de agua evaporado y la capacidad de secado del aire de ventilación. En base a este dato y el conocimiento de las

prestaciones del equipo en las condiciones reales de trabajo, se realizará la selección del mismo.

Para calcular la resultante de estos efectos con respecto al tiempo (en base horaria), se necesitará el perfil de ocupación y la variación de las condiciones meteorológicas por horas.

Con estos datos estaremos en disposición de conocer la necesidad de deshumectación en kg/h y podremos traducir esta necesidad en potencia latente multiplicando por el calor latente de vaporización del agua [10].

$$Q_{LAT} = (M_e - M_s)C_v$$

Donde:

Q_{LAT} Potencia latente de deshumectación demandada por el aire del local (kJ)

C_v Calor latente de vaporización [2448 kJ/kg] a 25 °C

Se podrá hacer una preselección del equipo a montar en la instalación. Sin embargo, habrá que comprobar la capacidad de deshumectación de estos equipos en las condiciones del aire de mezcla y la tasa de aire (R). El aire de mezcla se corresponde con la diferencia del caudal volumétrico de impulsión del equipo menos el caudal volumétrico del aire de ventilación. La tasa de aire será la relación entre el caudal volumétrico del aire de impulsión y el volumen del local.

Finalmente, teniendo en cuenta estas consideraciones se determina para cada caso un equipo.

II.7 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AGUA DE LA PISCINA

Se refleja en este apartado la manera de evaluar las necesidades energéticas del vaso de la piscina.

II.7.1 Demanda energética inicial

El cálculo de la puesta en marcha inicial se refiere a la potencia necesaria para calentar la masa de agua contenida en la piscina [8].

$$Q_0 = \frac{V \times \rho_w \times C_{p_e} (T_{ag} - T_{red})}{t}$$

Donde:

- V Volumen de agua de las piscinas (m³)
- ρ_w Densidad del agua 1000 kg/ m³
- C_{p_e} Calor específico del agua 4,18 kJ/kg °C
- T_{ag} Temperatura del agua de la piscina 25°C
- T_{red} Temperatura del agua de la red 10 °C (T^a mínima media. Datos Norma UNE 94.002/95)
- t Tiempo de puesta en régimen 5 días = 120h. Se utiliza un tiempo adecuado para no consumir excesiva energía. Sólo se realiza una vez al año por motivos de mantenimiento.

II.7.2 Pérdidas de calor en el vaso de la piscina

Con el objetivo de mantener la temperatura del agua de la piscina se calcularán las diferentes pérdidas de calor que provocan el balance que se refleja en la siguiente figura:

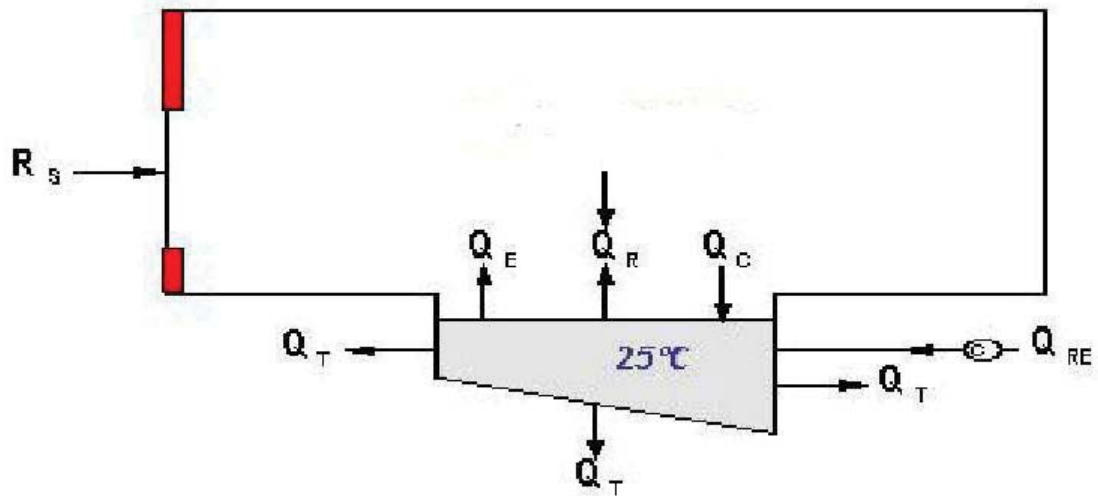


Imagen 5: Pérdidas en el vaso de la piscina [11]

- Q_E pérdidas por evaporación
 Q_R pérdidas por radiación
 Q_C pérdidas por convección
 Q_T pérdidas por transmisión
 Q_{RE} pérdidas por renovación del agua

Hay que tener en cuenta que estos flujos térmicos dependen de:

- La temperatura del agua de la piscina
- La temperatura y la humedad del aire ambiente
- La ocupación de la piscina
- Las características constructivas del vaso

A continuación se explica el cálculo de cada una de ellas.

II.7.2.1 Pérdidas por evaporación

El proceso de evaporación provoca el enfriamiento del agua por lo que cuanta más evaporación se produzca, mayor será el aporte a realizar para mantener la temperatura requerida.

El calor perdido será:

$$Q_E = M_{e1} C_v$$

$$M_{e1} = A [(16 + 133n) \times (W_{ag} - W_{ai})]$$

Donde:

M_{e1} Masa de agua evaporada de la lámina de agua (kg/h)

C_v Calor latente de vaporización 2448 [kJ/kg] a 25 °C

A Superficie de la lámina de agua de la piscina (m²)

W_{ag} Humedad absoluta del aire saturado a la T^a del agua de la piscina
(kg_{agua}/kg_{aire seco})

W_{ai} Humedad absoluta del aire interior en las condiciones de diseño
(kg_{agua}/kg_{aire seco})

II.7.2.2 Pérdidas por radiación

Para este cálculo se utiliza la fórmula de Stefan- Boltzmann y se corresponde con el intercambio que se produce entre los cerramientos del vaso de la piscina y el propio agua contenida. La expresión es:

$$Q_R = S_{vas} \times \varepsilon_a \times \sigma (T_{ag}^4 - T_c^4)$$

Donde:

σ	Constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
ϵ_a	Emisividad del agua 0,91
T_{ag}	Temperatura del agua de la piscina (K)
T_c	Temperatura media del cerramiento (K)
S_{vas}	Superficie del vaso de las piscina (m^2)

En este caso la transferencia térmica será pequeña debido a la mínima diferencia de temperaturas.

II.7.2.3 Pérdidas por convección

Este intercambio se produce entre el agua de la piscina y el aire del ambiente. Realmente hablaremos de una ganancia en lugar de pérdida de calor ya que la temperatura del aire será algo superior a la del agua. En este caso se utilizará la siguiente ecuación:

$$Q_C = S_{vas} \times 0,6246 (T_{ag} - T_L)^{4/3}$$

Donde

T_L Temperatura del aire del local

Son valores muy bajos debido a que la diferencia de temperaturas es mínima.

II.7.2.4 Pérdidas por transmisión

Dependen de las características constructivas del vaso de la piscina, capa de azulejos y hormigón. El coeficiente de transmisión térmica del material de construcción determina estas pérdidas que calcularemos de la siguiente forma:

$$Q_T = \Sigma U A (T_{ag} - T_{sot}) = (C_M S_M + C_S S_S)(T_{ag} - T_{sot})$$

Donde:

- U Coeficiente de transmisión de muros y solería (W/m²K)
A Superficie de cerramiento del vaso (m²)

II.7.2.5 Pérdidas por renovación

Diariamente se ha de renovar el 5% del volumen total del vaso de la piscina y esto supone una importante demanda de calor. Para llevar el agua desde la temperatura de suministro de la red, hasta la temperatura a la que debe estar el agua en el vaso se tendrá que aportar:

$$Q_{RE} = V_{RE} \rho_w C_{p_w} (T_{ag} - T_{red})$$

Donde:

- V_{RE} Volumen de agua de renovación (m³/h)
ρ_w Densidad del agua (1000 kg/ m³)
C_{p_w} Calor específico del agua (4,18 kJ/kg °C)

Se considera que la renovación se realiza de forma homogénea durante las horas de utilización de la piscina.

II.8 DEMANDA ENERGÉTICA DEL AIRE DE OTROS RECINTOS

Para completar el análisis del edificio polideportivo se consideran los siguientes recintos:

LOCAL	SUPERFICIE (m ²)	VOLUMEN (m ³)
Pista	1769,08	17690
Vestuarios piscina (x2)	50	149
Sala gimnasio (x2)	58	174
Sala multiusos	114,98	344,94
Vestuarios (x4)	30	89

Tabla 5: Superficie y volumen de otros recintos [4]

La instalación cuenta con más habitáculos como recibidor, pasillos, cuartos de limpieza, almacenes o aseos pero no se tienen en cuenta por su escasa influencia en el análisis que nos ocupa.

II.8.1 Condiciones interiores

Las condiciones climáticas interiores se establecen en el RITE 1826/2009. La temperatura del aire en los recintos habitables acondicionados que se indican en la I.T. 3.8.1 apartado 2 se limitará a los siguientes valores:

a) La temperatura del aire en los recintos calefactados no será superior a 21°C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de calor por parte del sistema de calefacción.

b) La temperatura del aire en los recintos refrigerados no será inferior a 26°C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de frío por parte del sistema de refrigeración.

c) Las condiciones de temperatura anteriores estarán referidas al mantenimiento de una humedad relativa comprendida entre el 30% y el 70%.

Las limitaciones anteriores se aplicarán exclusivamente durante el uso, explotación y mantenimiento de la instalación térmica, por razones de ahorro de energía, con independencia de las condiciones interiores de diseño establecidas en la I.T. 1.1.4.1.2 o en la reglamentación que le hubiera sido de aplicación en el momento del diseño de la instalación térmica.

Las condiciones establecidas para el interior del edificio son las siguientes:

LOCAL	INVIERNO (°C)	VERANO (°C)
Pista	18 ± 1	23 ±1
Vestuarios piscina (x2)	22 ±1	23 ±1
Sala gimnasio (x2)	21 ±1	23 ±1
Sala multiusos	21 ±1	23 ±1
Vestuarios (x4)	21 ±1	23 ±1

Tabla 6: Temperatura interior de cada local [6]

II.8.2 Ocupación

La ocupación media se corresponde con un 50% de la ocupación máxima:

LOCAL	Ocupación máxima	Ocupación media
Pista	30 (+400espectadores)	15(+200)
Vestuarios piscina (x2)	15	7
Sala gimnasio (x2)	20	10
Sala multiusos	30	15
Vestuarios (x4)	10	5

Tabla 7: Ocupación media otros recintos

Al igual que se realizó para el caso de la piscina, se tienen en cuenta las cargas que reflejamos a continuación. No se reflejan las fórmulas a utilizar ya que son las mismas.

II.8.3 Carga térmica sensible

- Calor debido a transmisión por conducción y convección:
 - Cerramientos opacos exteriores.
 - Cerramientos semitransparentes exteriores.
 - Cerramientos interiores con otros locales.
 - Cerramientos en contacto con el terreno o vacíos sanitarios.
- Calor debido a la radiación solar a través de huecos exteriores.
- Calor debido al aire de infiltraciones.
- Calor debido a la ventilación.
- Calor generado por las personas que ocupan el local.
- Calor generado por la iluminación del local.
- Calor generado por la propia instalación.

II.8.4 Carga térmica latente

- Calor latente debido al aire de infiltraciones.
- Calor debido a la ventilación
- Calor latente generado por las personas que ocupan el local.

Las cargas a combatir se representan en la siguiente tabla:

LOCAL	CALEFACCIÓN (kW)		REFRIGERACIÓN (kW)	
	Sensible (Pérdidas)	Latente	Sensible (Ganancias)	Latente
Pista	30,84	31,5	55	33,7
Vestuarios piscina (x2)	0,98	3,7	3	4,1
Sala gimnasio (x2)	2,87	7	9,2	7,4
Sala multiusos	7	5,3	17	5,9
Vestuarios (x4)	0,57	3,6	2,3	4,1

Tabla 8: Cargas sensible y latente de cada recinto [4]

La carga latente siempre es ganancia de energía mientras que las cargas sensibles en el modo calefacción se refiere a las pérdidas que hay que combatir y en refrigeración se corresponde con las ganancias que habrá que contrarrestar.

II.8.5 Mínimo aire de renovación

Al tratarse de un espacio deportivo, las exigencias de renovación pueden ser algo superiores a las establecidas en el RITE. Se atenderá a los criterios expuestos en la normativa NIDE, la cual recomienda un caudal de ventilación de 40 m³/h por cada deportista manteniendo los 28,8 m³/h para los espectadores.

II.9 DEMANDA ENERGÉTICA POR CONSUMO DE ACS

Para que un sistema de preparación de agua caliente para usos sanitarios cumpla satisfactoriamente debe disponer de una potencia calorífica suficiente. Para absorber los caudales de punta sin que la estabilidad de la temperatura del agua en los puntos de consumo se vea afectada, se auxiliará el sistema por una acumulación térmica [12].

Se procede ahora a detallar los cálculos necesarios para dimensionar la instalación:

II.9.1 Caudal

- Caudales por aparatos: en la siguiente tabla se obtiene el caudal que se debe asegurar en cada aparato.

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo de agua fría [dm ³ /s]	Caudal instantáneo mínimo de ACS [dm ³ /s]
Lavamanos	0,05	0,03
Lavabo	0,10	0,065
Ducha	0,20	0,10
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15
Bidé	0,10	0,065
Inodoro con cisterna	0,10	-
Inodoro con fluxor	1,25	-
Urinarios con grifo temporizado	0,15	-
Urinarios con cisterna (c/u)	0,04	-
Fregadero doméstico	0,20	0,10
Fregadero no doméstico	0,30	0,20
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20
Lavadero	0,20	0,10
Lavadora doméstica	0,20	0,15
Lavadora industrial (8 kg)	0,60	0,40
Grifo aislado	0,15	0,10
Grifo garaje	0,20	-
Vertedero	0,20	-

Tabla 9: Caudal instantáneo mínimo por aparato [5]

- Caudales instantáneos

Estos se obtienen con la suma de los caudales de todos los aparatos del edificio teniendo en cuenta un coeficiente de simultaneidad, ya que no todos los aparatos se utilizan al mismo tiempo, que dependerá del tipo de edificio:

Tipo de edificio	Caudales (l/s)		Coeficientes		
	Q_u	Q_T	A	B	C
Hoteles, discotecas, museos	< 0,5	≤ 20	0,698	0,500	-0,120
	≥ 0,5	≤ 1	1,000	1,000	0,000
	≥ 0,5	≤ 20	1,000	0,366	0,000
	Sin Límite	> 20	1,080	0,500	-1,830
Centros comerciales	< 0,5	≤ 20	0,698	0,500	-0,120
	≥ 0,5	≤ 1	1,000	1,000	0,000
	≥ 0,5	≤ 20	1,000	0,366	0,000
	Sin Límite	> 20	4,300	0,270	-6,650
Hospitales	< 0,5	≤ 20	0,698	0,500	-0,120
	≥ 0,5	≤ 1	1,000	1,000	0,000
	≥ 0,5	≤ 20	1,000	0,366	0,000
	Sin Límite	> 20	0,250	0,650	1,250
Escuelas, polideportivos	Sin Límite	≤ 1,5	1,000	1,000	0,000
		≤ 20	4,400	0,270	-3,410
		> 20	-22,500	-0,500	11,500

Tabla 10: Coeficientes para el cálculo de caudales simultáneos [13]

Los caudales instantáneos se obtienen con la siguiente expresión:

$$Q_c = A (Q_T)^B + C$$

Siendo:

- Q_c Caudal simultáneo de cálculo (l/s).
- Q_T Caudal total, suma de todos los aparatos del edificio (l/s).
- A, B y C Coeficientes que dependen del tipo de edificio, de los caudales totales del edificio y de los caudales máximos por aparatos.

II.9.2 Consumo

Hay que tener en cuenta que el consumo de ACS no tiene por qué estar directamente relacionado con el caudal instantáneo. Éste se da durante periodos de tiempo muy cortos. Para determinar los consumos se aplica el documento HE 4 del CTE en el que se dan los consumos diarios de ACS a 60°C, en función del tipo de edificio. Se corresponde con la siguiente tabla:

Criterio de consumo de ACS para diseño de instalaciones		
Tipo de edificio	Litros/día a 60 °C	Energía para T° Red = 15 °C
Viviendas unifamiliares	30 por persona	573 kWh/año persona
Viviendas multifamiliares	22 por persona	420 kWh/año persona
Hospitales y clínicas	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Hotel 4*	70 por cama	1.337 kWh/año cama
Hotel 3*	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Hotel/Hostal 2*	40 por cama	764 kWh/año cama
Hostal/Pensión 1*	35 por cama	668 kWh/año cama
Camping	40 por emplazamiento	764 kWh/año emplazamiento
Residencias (ancianos, estudiantes, etc.)	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15 por servicio	286 kWh/año servicio
Escuela	3 por alumno	57 kWh/año alumno
Cuarteles	20 por persona	382 kWh/año persona
Fábricas y talleres	15 por persona	286 kWh/año persona
Administrativos	3 por persona	57 kWh/año persona
Gimnasios	20 a 25 por usuario	477 kWh/año usuario
Lavanderías	3 a 5 por kg de ropa	95 kWh/año kg de ropa
Restaurantes	5 a 10 por comida	191 kWh/año comida
Cafeterías	1 por almuerzo	19 kWh/año almuerzo

Tabla 11: Consumo diario de ACS para distintos tipos de edificios [13]

II.9.3 Producción instantánea

La potencia en producción debe ser suficiente para cubrir las necesidades del momento punta más desfavorable del año, el resto del tiempo la potencia será regulada en función de la necesidad. Este caudal punta se corresponde con el caudal instantáneo indicado anteriormente. Con esto la potencia resulta:

$$P(W) = Q_c \left(\frac{l}{s} \right) 3600 \left(\frac{s}{h} \right) (T_{ACS} - T_{RED})(^{\circ}C) 1,16 \left(\frac{Wh}{l^{\circ}C} \right)$$

Donde la T_{RED} será de 8°C y la temperatura de distribución (T_{ACS}) será de 50°C ya que la norma aconseja, por prevención de la legionelosis, que la temperatura en el punto más alejado de la producción debe ser 50°C . El valor resultante será elevado pero hay que tener en cuenta que esta potencia será solicitada sólo en los momentos punta.

No debemos pasar por alto que esta potencia se corresponde con la que pueden entregar los intercambiadores, no con la de las calderas que deberá ser como mínimo igual.

II.9.4 Acumulación

Se denominan sistemas de acumulación aquellos cuyo volumen cubre la hora punta y de semiacumulación si la capacidad de acumulación cubre unos minutos punta [14].

En este apartado se debe destacar que la producción de ACS queda determinada por el binomio “potencia/capacidad de la acumulación”.

La energía demandada en la hora punta se podrá calcular de la siguiente forma:

$$E_{hp}(Wh) = Q_{punta} (l)(T_{ACS} - T_{RED})(^{\circ}\text{C})1,16 \frac{Wh}{l^{\circ}\text{C}}$$

Por otra parte la energía que proporcionará el sistema será la suma de la aportada por la producción (intercambiador) más el aporte de los depósitos de acumulación.

La primera de ellas, referida a una hora resulta:

$$E_{producción}(Wh) = P_{calderas}(W) \cdot 1h \cdot \eta_{prodACS}$$

Donde

P_{calderas}	Potencia útil de las calderas
η_{prodACS}	Rendimiento del sistema de producción de ACS, incluye las pérdidas por intercambio, acumulación, distribución y recirculación.

La energía acumulada en los depósitos que podrá ser utilizada durante la punta de consumo es:

$$E_{\text{acumulación}}(Wh) = V_{\text{acumulación}}(l)(T_{\text{acumulación}} - T_{RED})(^{\circ}C) \cdot 1,16\left(\frac{Wh}{l^{\circ}C}\right) \cdot F_{\text{uso acumulación}}$$

Donde:

$V_{\text{acumulación}}$	Volumen total de los depósitos
$T_{\text{acumulación}}$	Temperatura de acumulación del agua, igual o superior a T_{ACS}
$F_{\text{uso acumulación}}$	Depende del número de depósitos y de su geometría (H y D: altura y diámetro del depósito)

$$F_{\text{uso acumulación}} = 0,63 + 0,14 H/D$$

Si la instalación cuenta con varios depósitos conectados en serie, el factor de uso se aplicará a uno sólo aunque los demás contribuyen con su volumen total. Si la conexión es en paralelo afecta a todos. A la hora de dimensionar una instalación de producción de ACS debe considerarse que la energía aportada debe ser igual a la consumida en la punta.

$$E_{hp}(Wh) = E_{\text{producción}}(Wh) + E_{\text{acumuación}}(Wh)$$

De aquí se deduce que si los volúmenes de acumulación son menores las potencias tendrán que ser mayores y viceversa.

La potencia a instalar será:

$$P_{calderas} = [Q_{punta}(T_{ACS} - T_{RED})V_{acumulación}(T_{acumulación} - T_{RED})F_{uso\ acumulación}]1,16/\eta_{ACS}$$

El problema fundamental será conocer el caudal punta, tanto en valor como en duración. Normalmente en edificios de viviendas se toma como consumo en la hora punta el 50% del consumo medio diario. En polideportivos el consumo presenta mas puntas, por lo que se puede considerar que en la hora punta se consume un 30% del medio diario. Como conclusión, se asume que pequeñas acumulaciones reducen de forma importante la potencia necesaria ya que las puntas de consumo se producen en periodos de tiempo muy pequeños.

II.10 SOLUCIONES TÉCNICAS

Nos centramos ahora en como dar respuesta a las demandas energéticas reflejadas en los apartados anteriores. Vamos a tratar la demanda de cada uno de los recintos por separado. Estos recintos son:

- Piscina
- Pista polideportiva
- Vestuarios + Gimnasios + Sala multiusos

Cada instalación se va a componer principalmente de una UTA (unidad de tratamiento de aire) y una planta enfriadora capaz de aportar en su funcionamiento frío y calor. Por otra parte se calculará el aporte de energía solar para dar respuesta a la demanda energética de ACS y la instalación auxiliar (calderas) que cubrirá las necesidades a las que no lleguen los anteriores sistemas. De esta forma se controlará la temperatura y la humedad del aire de cada recinto, la temperatura del agua de la piscina y la demanda de ACS [8].

II.10.1 Instalaciones propuestas

- Sistema de climatización con aire exterior como único medio deshidratante
 - Sin recuperación del aire de extracción
 - Con recuperación del aire de extracción
- Deshumectación por enfriamiento de aire. Planta enfriadora condensada por agua y UTA
 - Sin recuperación de calor del aire de extracción
 - Con recuperación de calor del aire de extracción como sistema de mejora de la eficiencia energética

- Mejora del rendimiento del recuperador mediante un enfriamiento adiabático del aire extraído
- Climatización mediante aire exterior. Sin aire recirculado
- Aprovechamiento del aire recirculado para calentar el aire saliente de la batería de enfriamiento

II.10.2 Metodología de cálculo

Se refleja en este punto de forma esquemática el proceso a seguir en el cálculo de las instalaciones propuestas:

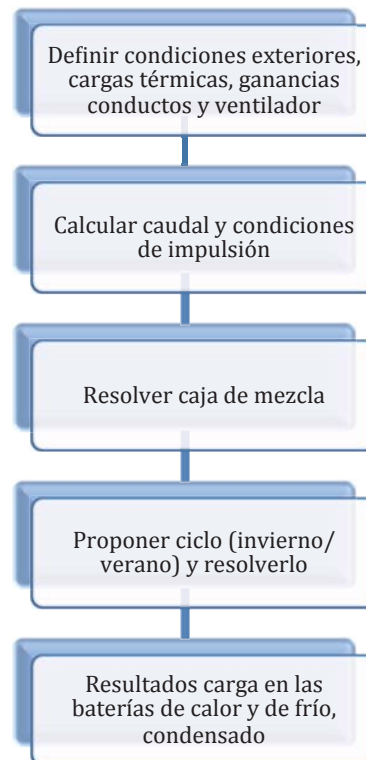


Imagen 6: Metodología de cálculo de la instalación [3]

II.10.3 Condiciones externas

En este apartado es importante indicar que se tomarán las temperaturas y humedades específicas máximas para cada mes del año para proceder a realizar los cálculos en la instalación y poder comparar unas con otras. Las condiciones extremas absolutas nos servirán para con los mismos cálculos, poder definir la potencia real de las máquinas a instalar.

- Máximas mensuales

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$W_{\max}$ (kg/kg)	6,4	6,6	7,1	8,4	8,6	11,1	12,4	12,3	12,3	9,8	8,6	7
T_e (°C)	13	14,3	14,4	17,1	17,7	21,5	24,1	24,6	24,7	17,7	16,4	15,2

Tabla 12: Condiciones externas de máxima humedad específica mensual [8]

- Máximas absolutas

Se toman como referencia los valores recogidos en la guía técnica realizada por el IDAE que fija las condiciones exteriores para Santander:

Altitud: 6 m.

Latitud: 43°25'42" N

Longitud: 03°49'10" W

OMA (Oscilación media anual de temperatura seca) : 26,3°C

T_{media} : 14,6°C

Condiciones de invierno (percentil del 99%)

TS (Temperatura seca de la localidad, percentil del 99%) : 2.6°C

OMDC (Oscilación media diaria) : 10.4°C

Hum. Coin (Humedad relativa media coincidente): 90%

Condiciones de verano (percentil del 1%)

TS(Temperatura seca de la localidad, percentil del 1%): 25.6°C

THC (Temperatura húmeda coincidente) : 20.5°C

OMDR (Oscilación media diaria): 12.3°C

II.10.4 Condiciones interiores

Las condiciones interiores de diseño se establecen en la normativa sobre instalaciones deportivas y de esparcimiento (NIDE).

Diferenciando por estación del año y zona a climatizar, los valores de referencia son los establecidos en la siguiente tabla:

ESTACIÓN	ZONA	Tª OPERATIVA (°C)	HR(%)
Invierno	Piscina	27 (Aire)	65
		25 (Agua)	
	Pista	23 ± 1	50
	Salas Gimnasio		
Verano	Piscina	27 (Aire)	65
		25 (Agua)	
	Pista	18 ± 1	50
	Salas Gimnasio	21 ± 1	
	Vestuarios	22 ± 1	

Tabla 13: Condiciones interiores de diseño

II.10.5 Cargas térmicas máximas

Para realizar el cálculo de la instalación se van a tomar como referencia las necesidades térmicas más extremas.

LOCAL	CALEFACCIÓN (kW)		REFRIGERACIÓN (kW)	
	Sensible (Pérdidas)	Latente	Sensible (Ganancias)	Latente
Piscina	45,72	50,4	6,6	50,4
Pista	30,84	31,5	55	33,7
Vestuarios piscina (x2)	0,98	3,7	3	4,1
Sala gimnasio (x2)	2,87	7	9,2	7,4
Sala multiusos	7	5,3	17	5,9
Vestuarios (x4)	0,57	3,6	2,3	4,1

Tabla 14: Cargas térmicas de cada recinto [4]

II.11 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LA PISCINA

II.11.1 Climatización con aire exterior como único medio deshidratante

Cuando la entalpía del aire exterior, o en su caso la temperatura dependiendo del sistema de control utilizado, es inferior a la entalpía o temperatura del aire procedente del local, será más eficiente energéticamente utilizar aire exterior que no recircular aire de retorno del local.

Existen principalmente tres sistemas en función del tipo de control al que se sometan:

- Enfriamiento gratuito por control de entalpía puro
- Enfriamiento gratuito por control de temperatura puro
- Enfriamiento gratuito por control de entalpía mejorado

El dispositivo consta de un sistema con tres compuertas de aire colocadas de manera que la compuerta de aire de retorno está en serie con los ventiladores de aire de retorno e impulsión, mientras que las otras dos compuertas están en paralelo, la de expulsión en el circuito del ventilador de retorno y la de aire exterior en el circuito del ventilador de impulsión

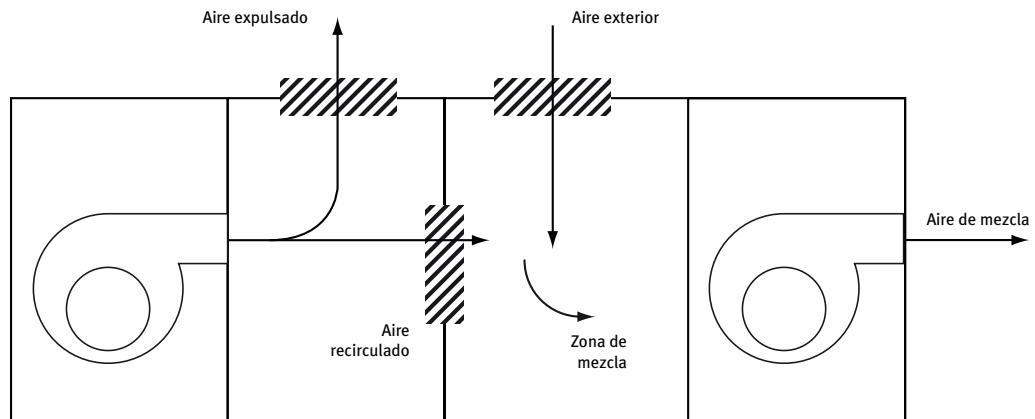


Imagen 7: Funcionamiento UTA [15]

Si se comparan los dos primeros tipos de control, se observa que en función de las condiciones habituales del aire exterior uno de ellos será más eficiente que el otro como refleja el siguiente diagrama:

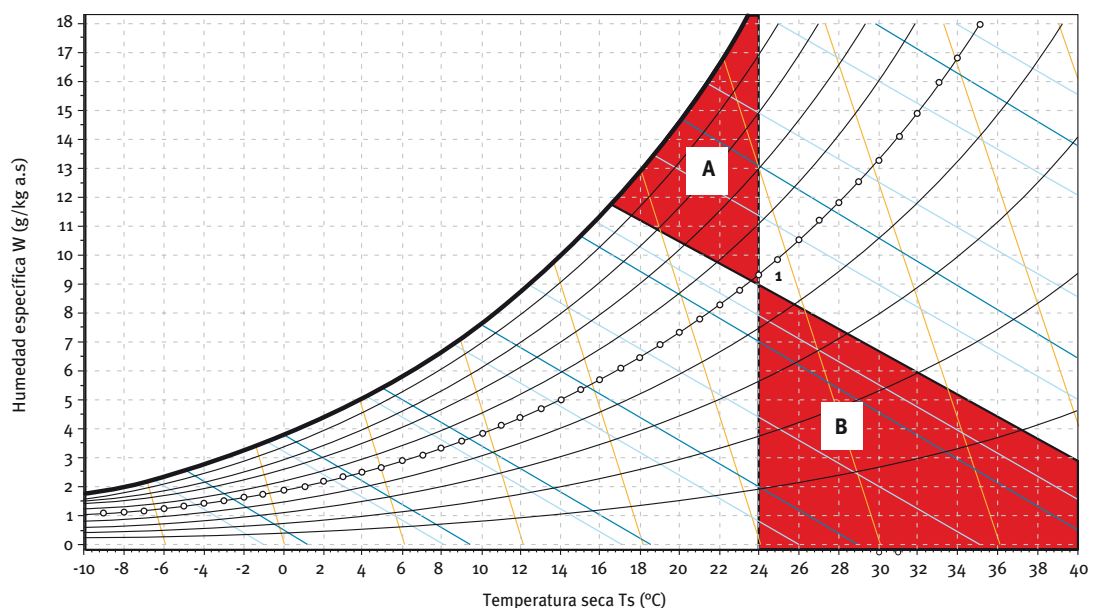


Imagen 8: Zonas de control del aire exterior [15]

El control entálpico puro será más eficiente cuando las condiciones del aire exterior se sitúen en la zona A. Mientras que el control de temperatura será más útil para el caso de la zona B.

Como conclusión se llegará a un diagrama de la forma:

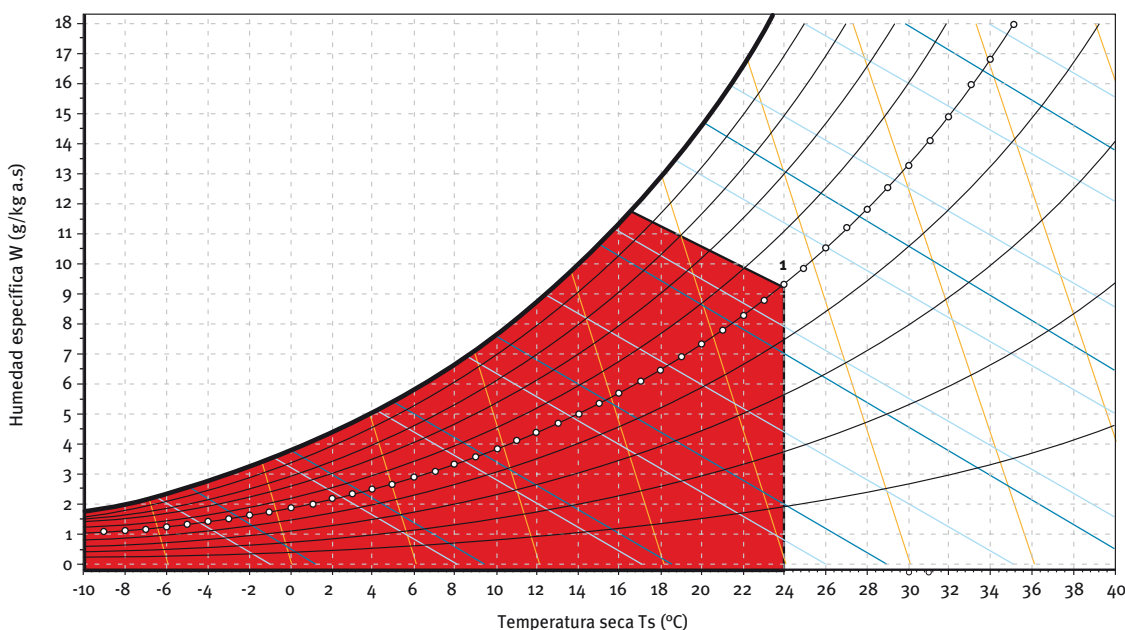


Imagen 9: Zona con posibilidad de deshumectar con aire exterior [15]

En él se sombrea en rojo la zona de actuación del aire exterior que nos permitirá deshumectar sin enfriamiento. En nuestro caso en lugar de 24°C tendremos la restricción a partir de 27°C.

II.11.1.1 Caudal de impulsión

Para mantener las condiciones deseadas en la zona, la combinación de caudal ($m_{as\ imp}$), temperatura ($T_{s\ imp}$), y humedad específica (W_{imp}) del aire de impulsión que recibe la zona debe ser la adecuada para combatir sus cargas sensible Q_{sen} y latente Q_{lat} . Debe verificarse:

$$Q_{sen} = m_{imp} C_p (T_{s\ imp} - T_L)$$

$$Q_{lat} = m_{imp} C_{Lv} (W_{imp} - W_L)$$

Donde:

C_p	Calor específico del aire húmedo = 1,024 [kJ/kg K]
C_{Lv}	Calor latente de cambio de fase del agua = 2501 [kJ/kg]
m_{imp}	Caudal de impulsión [kg/s]
Q_{sen}	Potencia sensible cedida (+) o ganada (-) por el aire de impulsión [kW]
Q_{lat}	Potencia latente cedida (+) o ganada (-) por el aire de impulsión [kW]
T_{imp}	Temperatura seca de impulsión [°C]
T_L	Temperatura seca del aire del local a climatizar [°C]
W_{imp}	Humedad específica del aire de impulsión [kg _{agua} /kg _{aire seco}]
W_L	Humedad específica del aire de la zona [kg _{agua} /kg _{aire seco}]
V_L	Volumen del local [m ³]

Lo primero a realizar para comenzar el cálculo de la instalación será conocer el caudal de aire en circulación y para ello se tendrá en cuenta que éste debe de cumplir con los siguientes parámetros de diseño [9]:

1. El aire impulsado debe provocar el movimiento de todo el volumen del local, para no permitir estratificaciones, zonas altamente húmedas que provocarían la producción de hongos, bacterias, condensaciones e insalubridad.

$$Q = R \times V_L$$

R	nº de volúmenes/hora o tasa de aire
V_L	volumen del local (m ³)
Q	caudal de aire (m ³ /h)

Siendo el valor recomendado por experiencias demostradas:

$$4 < R < 7$$

Muy adecuados para grandes volúmenes, y resuelven el problema con unos costes razonables. Valores inferiores a cuatro ($R < 4$) pueden dar lugar a caudales que no cumplan con los requisitos citados anteriormente.

Y valores superiores a 7 ($R > 7$), encarecen el sistema sin conseguir grandes mejoras.

En nuestro caso de estudio elegimos un valor de $R=4$ que en función del volumen del local dará un caudal de impulsión:

$$Q = R \times V_L \Rightarrow Q = 4 \times 6047,5 = 24190 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

2. La mezcla de aire seco impulsado debe absorber en su recorrido toda la masa de vapor de agua que se está generando en su interior.

Para ello nos aseguramos de que se aumente la humedad específica en una cantidad entre 2 y 3 g/kg mediante la expresión:

$$\Delta_w = \frac{M_e}{m_a} = \frac{M_e}{Q / v_{27^\circ\text{C}}} = \frac{56710}{24190 / 0,87} = 2,04 \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right)$$

Donde:

Δ_w	Gradiente de humedad específica (g/kg _{as})
M_e	masa de agua generada en el local (g/h)
m_a	caudal de aire (m ³ /h) a 27°C

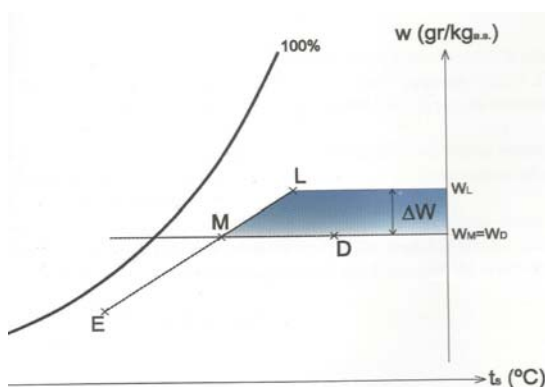


Imagen 10: Gradiente de humedad específica necesario para deshumectar [9]

- La vena impulsada no debe alcanzar la zona de ocupación, ni las láminas de agua de la piscina y playas, ello haría aumentar la evaporación, además de generar un estado insatisfacción a los bañistas. Según el RITE (RD1027/2007 IT 1.1.4.1.3) la velocidad media del aire en la zona ocupada para difusión por mezcla será:

$$V = \frac{T}{100} - 0,07 \text{ m/s} = \frac{27}{100} - 0,07 \text{ m/s} = 0,2 \text{ m/s}$$

- Se dedica especial atención a las superficies frías (cerramientos con el exterior), para evitar que alcancen temperaturas inferiores al punto de rocío del local y provoquen condensaciones. Una descarga laminar hacia los ventanales evitará la condensación en ellos.

II.11.1.2 Punto de mezcla y condiciones de impulsión

A partir de estos valores y sabiendo que las condiciones del aire en el interior de la piscina son:

HR	Humedad relativa 65%
T _{int}	Temperatura interior 27°C
W _{int}	Humedad específica de la zona interior 0.01459 kg _v /kg _{as}

Calcularemos las condiciones de temperatura y humedad relativa del aire impulsado al interior de la piscina.

Para ilustrar las corrientes de aire involucradas en el proceso se adjunta la siguiente imagen:

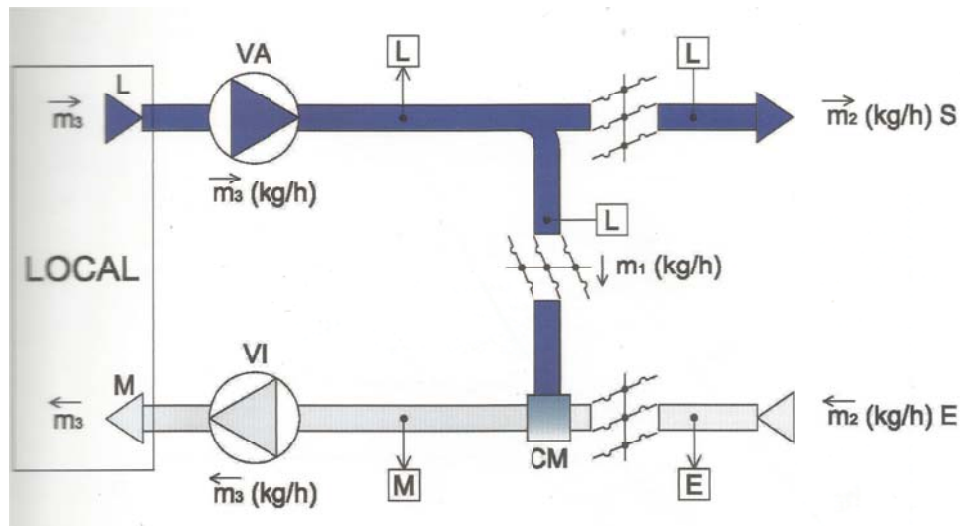


Imagen 11: Corrientes de aire en la UTA [9]

En ella se observa como el ventilador VA aspira la masa de aire húmedo del local, un caudal igual al impulsado (m_3). Y descarga parte de él a la atmósfera ($m_2=m_{ren}$) y parte al local ($m_1=m_{ret}$), mezclado con una porción de aire exterior (m_{ren}).

m_{ren} masa de aire de renovación (kg/h)

m_{ret} masa de aire de retorno (kg/h)

Las ecuaciones que estudian las condiciones de la mezcla de aire son:

$$m_{ret} + m_{ren} = m_{imp}$$

$$m_{imp} \times W_M = m_{ren} \times W_{ren} + m_{ret} \times W_{ret}$$

$$m_{imp} \times h_M = m_{ren} \times h_{ren} + m_{ret} \times h_{ret}$$

Y para resolverlas nos vamos ayudar de un psicograma. El método de resolución será el siguiente:

1. Situamos sobre el psicograma los puntos E y L correspondientes a las condiciones en el exterior (t_E , W_E) y en el interior del local (t_L , $HR_L\%$). Las condiciones del interior serán constantes a lo largo del año.
2. Posteriormente unimos estos dos puntos y marcamos una línea horizontal que se corresponde con la humedad específica (W_M) constante y que podemos calcular en base al gradiente de humedad específica que hemos calculado anteriormente:

$$W_M = W_L - \Delta_W = 14,59 - 2,09 = 12,5 \text{ g/kg}$$

El punto M será la intersección entre las dos rectas descritas y determina las condiciones de la mezcla de las dos corrientes de aire. Sobre la recta de humedad específica constante se situará el punto de descarga de aire al local.

Este será el valor que marca la condición de humedad específica máxima válida para deshumectar el vapor del local con el sistema propuesto. Cualquier condición de aire exterior con humedad específica igual o inferior a $12,5 \text{ g/kg}_{as}$, puede considerarse válida para deshumedecer el vapor del local.

En el caso de Santander los valores máximos a lo largo del año son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
W_e (kg/kg)	6,4	6,6	7,1	8,4	8,6	11,1	12,4	12,3	12,3	9,8	8,6	7
T_e (°C)	13	14,3	14,4	17,1	17,7	21,5	24,1	24,6	24,7	17,7	16,4	15,2

Tabla 15: Humedad específica máxima del aire exterior y temperatura [8]

Por lo que concluimos que como norma general se podrá deshumidificar con aire exterior. Una parte del año tendremos que deshumidificar por enfriamiento, sobre todo en verano. Cuantificaremos posteriormente el tiempo a lo largo del año en que la instalación tendrá que hacer frente a condiciones de este tipo.

Mediante el psicograma podemos obtener la temperatura del punto de mezcla T_M . Se ejemplifica la labor desarrollada en el diagrama en la siguiente figura:

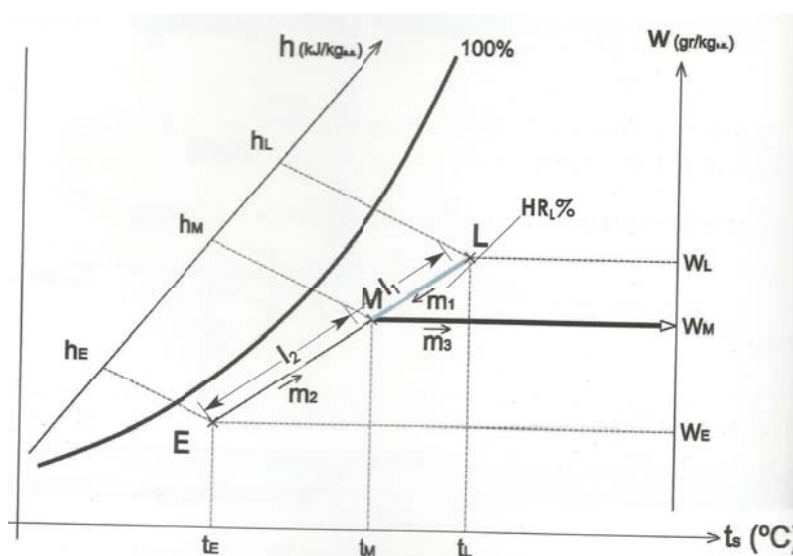


Tabla 16: Cálculo del punto de mezcla de aire [9]

- En cuanto a la obtención de las masas de aire que intervienen en la mezcla, se plantean las siguientes ecuaciones:

$$m_{ret} + m_{ren} = m_{imp}$$

$$m_{ret} \times l_{ret} = m_{ren} \times l_{ren}$$

Para su resolución se medirán sobre el psicograma los segmentos l_{ret} y l_{ren} . Se obtienen para cada mes los siguientes resultados.

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$m_{ren}(kg/h)$	7583	7633	7985	9641	10128	16781	21262	22492	23969	11403	9955	8026
$m_{ret}(kg/h)$	20222	20172	19819	18164	17677	11024	6542	5313	3835	16402	17850	19779

Tabla 17: Caudales máxicos UTA piscina

4. Ahora se comprueba que el caudal de ventilación cumpla con los requisitos exigidos, siendo este por normativa RITE (IT 1.1.4.2.3) de $2,5 \text{ dm}^3/\text{s}$ por cada metro cuadrado de superficie de la lámina de agua más la de la playa.

ZONA	CATEGORÍA	REN [$\frac{\text{dm}^3}{\text{s m}^2}$]	USO	SUP (m^2)
Piscina	IDA 2	2,5	60 bañistas	660

Tabla 18: Caudal de aire mínimo de renovación

$$Q_{min ren} = 2,5 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s m}^2} \right] \times 660[\text{m}^2] \times 0,001 = 1,65 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} < \dot{Q}_{ren}?$$

$$m_{min ren} = 7425 \text{ kg/h}$$

Se observa como las condiciones de aire exterior correspondientes a todos los meses cumplen la especificación.

II.11.1.3 Temperatura de descarga

Una vez calculada la humedad específica de descarga ($W_M=W_D$), determinaremos la temperatura de descarga de la masa de aire impulsado para compensar el enfriamiento provocado por la evaporación del agua y las pérdidas y ganancias que se producen en el local.

Se refleja este paso sobre un psicrograma en el que podemos asegurar que la “transformación” que sufre el aire descargado en el interior del local, es debida al calor total que se origina en el mismo.

La masa de aire impulsada con una entalpía h_D , se transforma dentro del local hasta alcanzar una entalpía final h_L . Esto se refleja en el cumplimiento de la expresión:

$$C_{TL} = m_{imp} \times (h_L - h_D)$$

Donde:

C_{TL} Calor total del local kJ/h (suma de las cargas de calor sensible y latente)

h_L Entalpía del aire del local para las condiciones del proyecto en kJ/kg_{as}

h_D Entalpía del aire descargado en kJ/kg

Para la piscina objeto de estudio las cargas térmicas son las reflejadas en la tabla 8 y la entalpía del local:

$$h_L = 64,289 \text{ [kJ/kg]}$$

El calor latente obtenido es:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$C_{TL}(\text{kJ/h})$	-7825	-12754	17377	47508	77639	107770	117901	102770	92639	87518	47397	7276

Tabla 19: Calor latente total en la piscina cada mes

Y en función de la expresión:

$$h_D = h_L - (C_{TL}/m_{imp})$$

Se obtiene la entalpía del aire de descarga:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$h_D(\text{kJ/kg})$	64,57	64,75	63,66	62,58	61,50	60,41	60,05	60,59	60,96	61,14	62,58	64,03

Tabla 20: Entalpía del aire de descarga en la piscina cada mes

En el siguiente psicograma se reflejan estos puntos y se determina la T_D para cada caso.

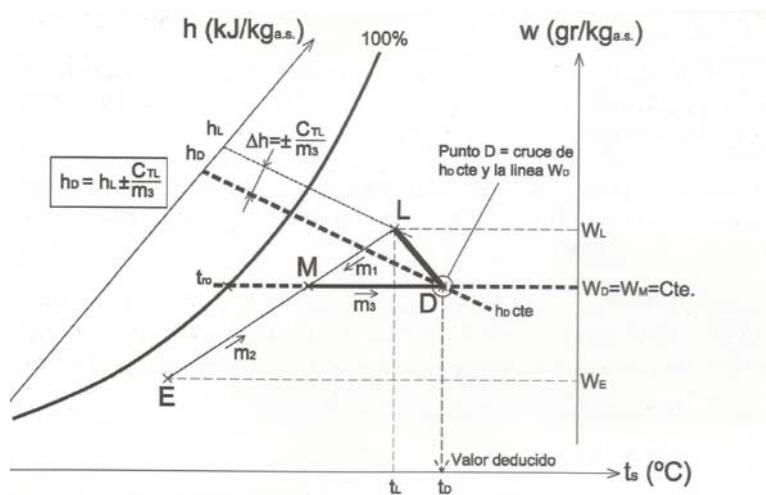


Imagen 12: Cálculo temperatura de descarga en la piscina [9]

Las temperaturas del aire de descarga obtenidas del diagrama psicrométrico son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$T_D(^{\circ}\text{C})$	31,1	31,4	30,8	30	29,2	28,6	28,1	28,4	28,9	29,1	30	30,8

Tabla 21: Temperatura de descarga calculada para la piscina

II.11.1.4 Potencia de la batería de calor

Ahora se procede a calcular la cantidad de calor necesaria para conseguir las condiciones de impulsión calculadas en el apartado anterior. Se trata de una evolución sin cambio de vapor de agua en el aire por lo que es totalmente de calentamiento sensible [8].

La cantidad de calor intercambiada por unidad de tiempo vendrá dada por la expresión:

$$Q = m_{imp} \times C_{ea} \times (T_D - T_M)$$

Donde

C_{ea} Calor específico del aire prácticamente igual a 1 kJ/kg_{as}

T_M Temperatura seca de la mezcla del aire (°C)

T_D Temperatura seca de descarga del aire (°C)

Las baterías de frío y calor son intercambiadores de calor que consisten en serpentines con aletas por los cuales circula agua. Normalmente se utilizan intercambiadores de flujo cruzado.

La batería de agua fría se alimenta de agua enfriada en una planta agua-agua, que al mismo tiempo podrá generar calor para la batería posterior de calentamiento, para el calentamiento de la piscina y para el ACS en algunos casos. Esto permitirá que el rendimiento del sistema sea muy alto.

Para nuestro caso de estudio la potencia de esta batería de calor será:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
P (kW)	62,56	62,17	55,61	49,04	42,48	36,30	30,51	28,96	32,05	42,48	49,28	55,53

Tabla 22: Potencia mensual batería de calor de la UTA - piscina

Este sería el intercambio de calor que se tendría que producir entre el agua caliente y el aire de impulsión.

II.11.1.5 Energía demandada. Estimación anual

La demanda de calor se producirá en tiempo real en función de las variables que intervienen en el proceso. El hecho de precisar unas elevadas potencias en las baterías no presupone un gasto elevado de energía ya que a lo largo de un año, las condiciones exteriores producen mayor número de horas con consumo mínimo o sin consumo, que horas extremas de demanda energética [9].

El cálculo se realiza utilizando la expresión:

$$E_D = \int C_c \times dt$$

Donde:

- C_c Cantidad de calor en tiempo real en kJ/h
 t Tiempo en horas funcionando en dichas condiciones
 E_D Energía demandada

Para realizar una estimación aproximada pero veraz de la demanda de energía a lo largo de un año, necesitaremos tener en cuenta varios puntos:

1. Se consideran todos los días del año en funcionamiento, incluso festivos y domingos. La franja horaria de utilización será de 8h a 22h, 14h al día.

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Tiempo (h)	434	392	434	420	434	420	434	434	420	434	420	434

Tabla 23: Horas de funcionamiento de la instalación cada mes

2. Se considerará una ocupación media de la instalación constante e igual al 50% de la capacidad total. Se corresponde con 30 personas.
3. La masa de agua evaporada se considera constante durante todo el tiempo y se calculará en base a la ecuación mencionada en el cálculo de la demanda energética del aire de la piscina:

$$M_E = A [(16 + 133n) \times (W_{ag} - W_{ai})] + 0,1 N = 56,71 \text{ kg/h}$$

4. Para los meses fríos no se consideran las ganancias de radiación solar.

Teniendo en cuenta esto, la energía demandada cada mes será:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
E(MJ)	97744	87740	86884	74155	66370	54886	47665	45252	48463	66370	74505	86763

Tabla 24: Energía demandada cada mes por la batería de calor UTA - Piscina

II.11.1.6 Recuperador del calor extraído

La expulsión al exterior, de una masa de aire del local, supone una pérdida de energía tanto si el aire exterior es más frío que el local, como cuando es más caliente en los meses cálidos. Por ello, la recuperación del calor extraído es preceptiva y de obligado cumplimiento como establece el RITE (IT 1.2.4.5.2).

En la norma se especifica la eficiencia mínima de recuperación de la energía y la caída de presión permitida en función del caudal de aire extraído y de las horas anuales de funcionamiento de la instalación.

En nuestro caso:

Tiempo de funcionamiento: 5110 h

Caudal de aire de retorno máximo (enero): 4,49 m³/s

Según la tabla 2.4.5.1 del RITE:

Eficiencia: 55 %

Caída de presión: 200 Pa

El esquema de la instalación con el recuperador será:

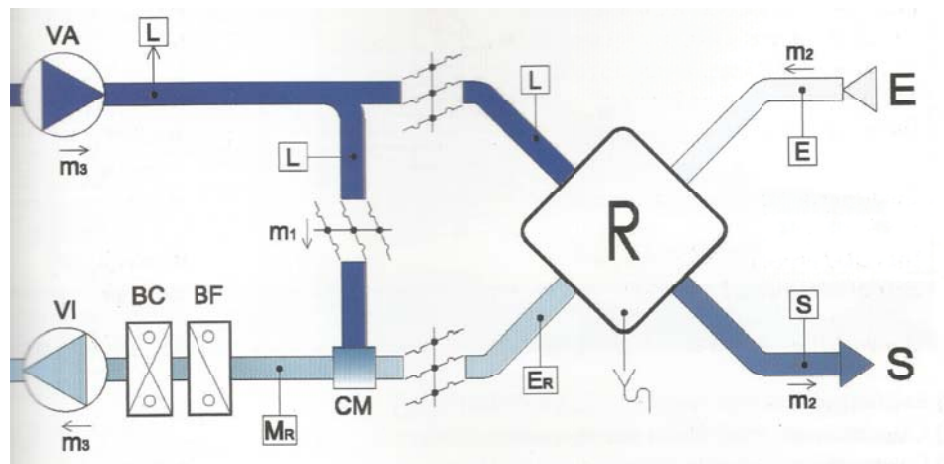


Imagen 13: Instalación de un recuperador de calor del aire de extracción [9]

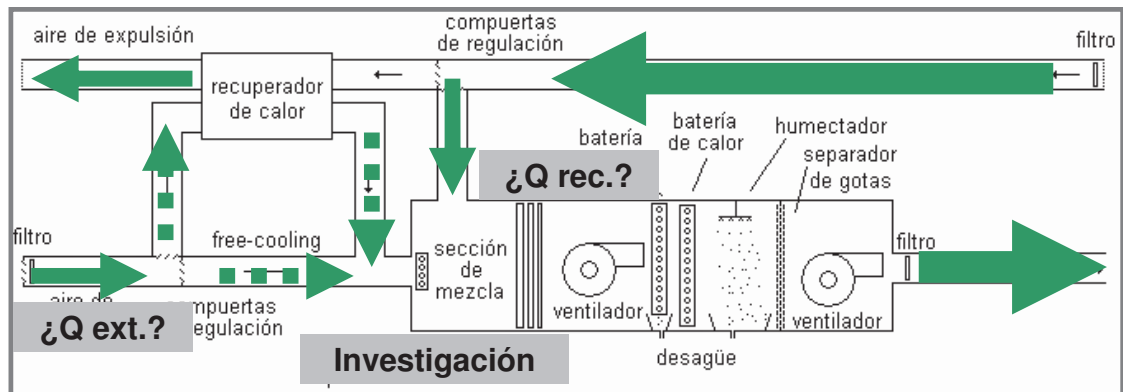
El recuperador de calor es un intercambiador de calor en el que se cede calor del aire extraído al aire entrante. Este intercambio se realiza mediante corrientes de aire cruzadas y sin que exista mezcla entre ambas.

Para el cálculo de las temperaturas a la salida del recuperador se utilizarán las ecuaciones:

$$T_s = T_L + \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{ret}}$$

$$T_{ER} = T_E + \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{ren}}$$

Normalmente las instalaciones cuentan con un by-pass en el equipo de forma que puedan desviarse las corrientes de aire del paso por el recuperador de acuerdo con la estrategia de trabajo más adecuada. Esto se debe a que habrá ocasiones en las que no merezca la pena utilizar el recuperador, sobre todo en modo refrigeración.



Optimizar el consumo energético cumpliendo con el mínimo de aire exterior

Imagen 14: Configuraciones posibles de funcionamiento de la UTA [16]

En el caso que nos ocupa el ratio másico será igual a la unidad ya que al recuperador llega un caudal de aire de extracción igual al de renovación. Los resultados obtenidos para la temperatura exterior después de pasar por el recuperador son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$T_{ER}(^{\circ}C)$	23,92	24,46	24,35	24,82	24,86	25,68	26,28	26,40	26,45	24,86	24,67	24,52

Tabla 25: Temperatura a la salida del recuperador

II.11.1.7 Temperatura de la mezcla de aire con la energía recuperada

El intercambio de calor producido entre las masas de aire extraído y entrante modifica las condiciones del aire exterior que entra al sistema. Las condiciones de la mezcla de aire con el calor recuperado M_R se muestran en el diagrama siguiente:

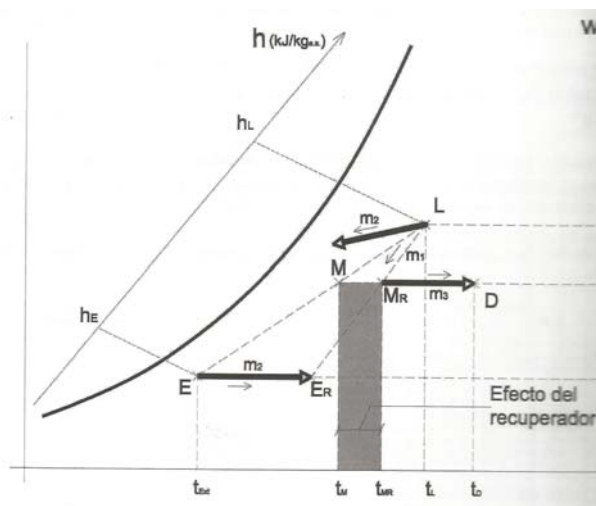


Imagen 15: Calor recuperado sobre diagrama psicrométrico [9]

La reducción de demanda energética se cuantifica en función de la diferencia $(T_D - T_{MR})$ con respecto a $(T_D - T_M)$. Ahora, la temperatura de la mezcla resulta:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$T_{MR}(^{\circ}\text{C})$	25,7	26	26,1	26,2	26,2	26,32	26,4	26,54	26,6	26	25,5	25,4

Tabla 26: Temperatura de la mezcla después de la recuperación

II.11.1.8 Potencia realmente necesaria en la batería de calor

Teniendo en cuenta el recuperador de calor como parte de la instalación, las condiciones del aire de mezcla se modifican resultando más próximas a la condición de descarga por lo que el calor por unidad de tiempo necesario ahora será:

$$Q = m_{imp} \times C_{ea} \times (T_D - T_{MR})$$

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
P(kW)	41,71	41,71	36,30	29,35	23,17	17,61	13,13	14,37	17,76	23,94	34,76	41,71

Tabla 27: Potencia de la batería de calor después de la recuperación

Las potencias de las baterías de calor y frío, en nuestro caso de calor, se reducen sustancialmente. La selección del recuperador más adecuado y la eficiencia energética conseguida influyen notablemente a reducir las potencias de las baterías y en consecuencia la energía requerida.

II.11.1.9 Estimación anual de la energía demandada con recuperador de calor

Se realizan los cálculos pertinentes teniendo en cuenta las nuevas condiciones de la mezcla de aire y resulta:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
E (MJ)	65163	58857	56716	44376	36202	26626	20514	22445	26859	37408	52551	65163

Tabla 28: Energía demandada después del recuperador

II.11.1.10 Mejora del rendimiento del recuperador mediante un enfriamiento adiabático del aire extraído

Cuando el aire exterior aumenta su humedad específica, la cantidad de aire exterior necesaria para mantener la humedad relativa del local también aumenta. Por ello en condiciones muy húmedas el sistema, para conseguir deshumectar simplemente con aire exterior, trabajaría

prácticamente con todo aire exterior como se puede observar en las siguientes gráficas:

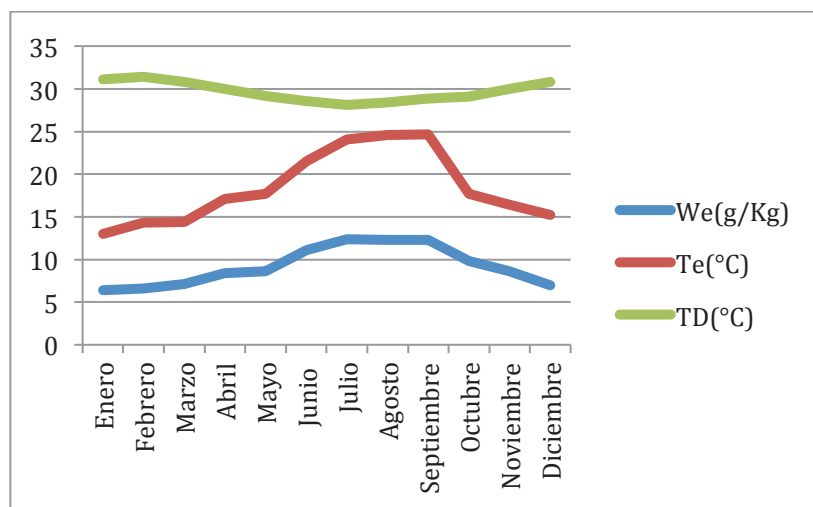


Imagen 16: Comparativa temperatura exterior/temperatura de descarga

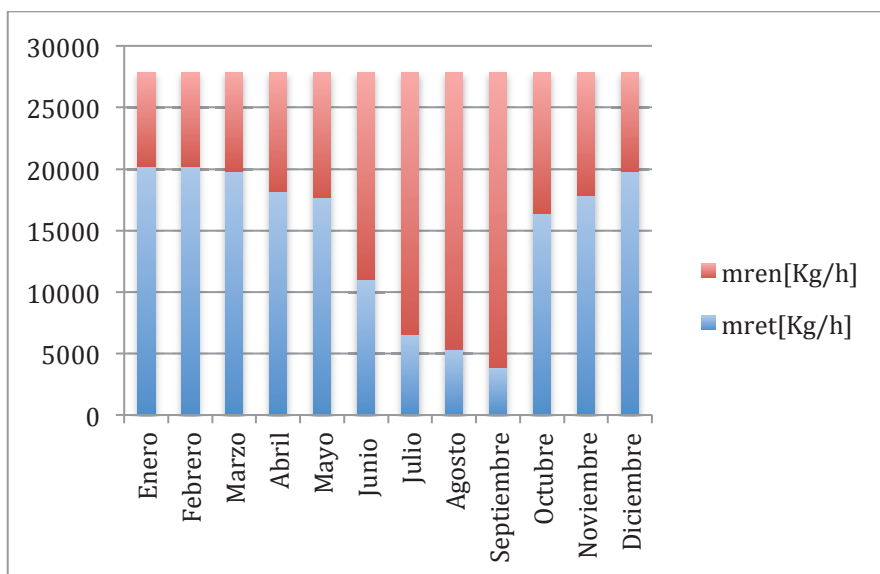


Imagen 17: Comparativa caudal de retorno/renovación

Este hecho es muy positivo desde el punto de vista de la calidad del aire interior, situándose muy por encima de las exigencias demandadas en el RITE. Sin embargo, tiene un efecto muy negativo sobre la efectividad del recuperador dejándola en mínimos.

Prácticamente siempre se produce cuando las condiciones del aire exterior igualan o superan la temperatura del aire en el interior y una solución muy apropiada consiste en producir un enfriamiento adiabático en el aire de salida. A continuación se indica un esquema del recuperador de calor con humidificación adiabática previa:

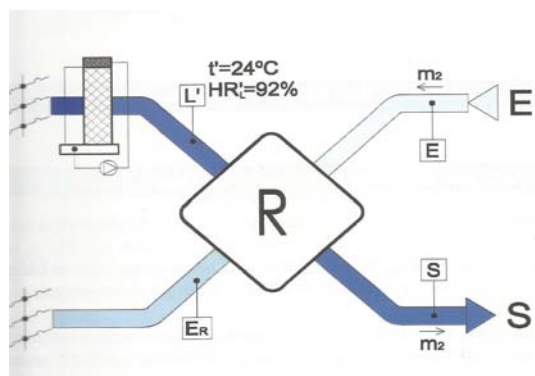


Imagen 18: Instalación con enfriador adiabático [9]

Se trata de pasar el aire por pulverizadores de agua recirculada en una cámara aislada. Mediante este enfriamiento adiabático modificamos las condiciones del aire de retorno, antes de llegar al recuperador. Por razones prácticas se considera que el humectador trabaja razonablemente hasta alcanzar una humedad relativa del 90% y una temperatura de 23°C manteniendo constante la entalpía. Este sistema podría ser positivo durante los meses en los que la instalación funciona en modo refrigeración.

II.11.1.11 Conclusiones

Lo más importante de este método es que me permite deshumectar el local sin necesidad de enfriamiento, simplemente con aire exterior. El método de cálculo nos permite conocer, en función de las condiciones del aire exterior y de la humedad específica de aire de mezcla que imponemos para deshumectar, los caudales de aire de retorno y de ventilación necesarios. Se observa en el gráfico anterior. De esta forma nos aseguramos de aprovechar al máximo las condiciones del aire exterior en

cada momento. Durante los meses de invierno se utilizará la mínima cantidad de aire exterior posible.

El recuperador de calor refleja un balance muy positivo de ahorro energético, se representa la demanda de potencia de calor en las baterías para cada caso:

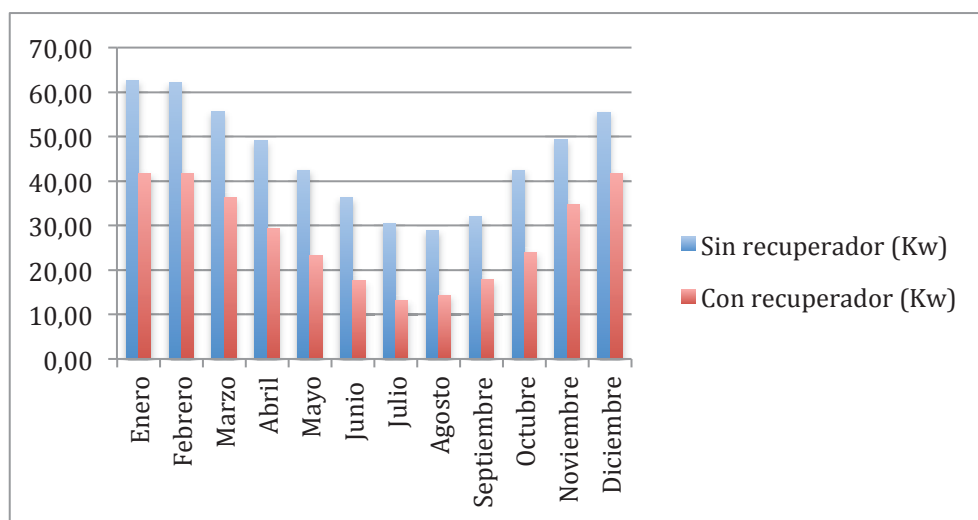


Imagen 19: Comparativa UTA piscina con/sin recuperador

Se prueban distintas variaciones para encontrar la mejor configuración posible de las variables modificables:

- Modificar las condiciones del local (dentro de lo que nos permite la norma) para comprobar posible mejoría

$$HR=60\% \quad T_L=26^{\circ}\text{C}$$

Para deshumectar mediante el aire exterior y simplemente calentarlo para conseguir las condiciones de descarga no es apropiado. Al modificar las condiciones del local disminuyendo su humedad relativa y su temperatura, desciende el límite que marca las condiciones válidas para deshumectar con aire exterior. Se hacen más restrictivas estas condiciones por lo que habrá menos días al año en los que el aire exterior sea válido.

$$HR=65\% ; T_L=29^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{agua}}=27^{\circ}\text{C}$$

No sería productivo porque la energía gastada en calentar el agua hasta los 29°C sería muy alta. Desde luego se aumenta el rango de valores de humedad específica del aire exterior para los que se podría deshumectar con él, sin embargo se producirá mayor carga por evaporación del agua.

- Durante el verano habrá fases del día en las que la humedad específica del exterior sea mayor al límite establecido. Se ha comprobado en datos meteorológicos que esto pasará bastantes días del verano en los que la HR supera el 80% y la T^a los $20,5^{\circ}\text{C}$. Por ello la solución de deshidratar sólo con aire exterior en Santander no es viable todo el año. Habrá que introducir en la instalación una planta enfriadora que permita disminuir la humedad del aire antes de impulsarlo al interior del local. Nuestro problema es de humedad, no de temperatura.

La idea será que durante todo el año se trabaje con aire exterior como medio deshidratante y en julio y agosto busquemos soluciones para deshumectar (planta enfriadora agua/agua con recuperación total de energía).

II.11.2 Deshumectación por enfriamiento de aire

II.11.2.1 Descripción del sistema

En respuesta al exceso de humedad en determinados momentos, se realizará una deshumectación del aire de impulsión previa al calentamiento. Para ello se situará una batería de frío como indica el esquema de la figura siguiente:

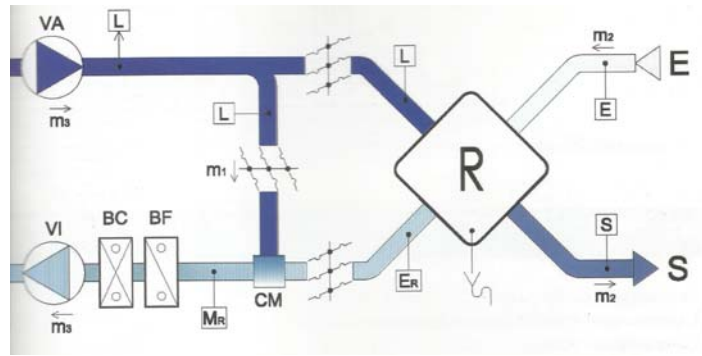


Imagen 20: UTA con batería de frío [9]

Tendremos que tener en cuenta una estimación de las horas a lo largo del año en las que tendrá que funcionar esta solución.

Teniendo en cuenta que la transformación a la que nos referimos sobre el diagrama psicrométrico es:

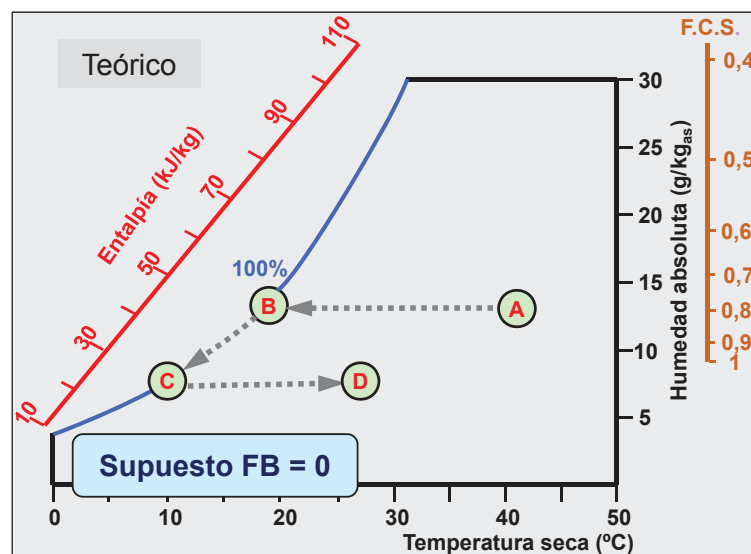


Imagen 21: Representación psicrométrica de la deshumectación [16]

Y que se regirá por las ecuaciones:

Enfriamiento:

$$Q_{AC} = m_{imp} \times (h_A - h_C)$$

Calentamiento:

$$Q_{CD} = m_{imp} \times (h_D - h_C)$$

Interesará que la humedad específica del aire que entra en la UTA, esté lo más cerca posible de la correspondiente a las condiciones de descarga. Por ello la humedad específica de descarga se mantendrá en el límite que cumple las necesidades de deshumectación. Interesará también que el aire entre lo más frío posible ya que su temperatura tendrá que descender hasta la del rocío.

II.11.2.2 Tiempo de utilización

Para saber el número de horas al año en las que se tendrá que deshumectar el aire de impulsión, se estudiarán los datos meteorológicos disponibles para 2014/2015.

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
HR%	78	79	83	77	78	86	84	82	82	76	77	80
T _{sec} (°C)	10,2	9	11	14	15,4	17,8	20,2	20,2	17,6	16,9	17,4	11,1

Tabla 29: Datos meteorológicos Santander [17]

Se tomará el valor calculado anteriormente:

$$W_D = W_L - \Delta_W = 14,59 - 2,09 = 12,5g/kg$$

Como límite válido para satisfacer la deshumidificación del local mediante aire exterior. Este límite se sobrepasa cuando las condiciones en el exterior son:

$$T_e > 20,5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{HR} > 80\%$$

Por ello los meses a analizar serán junio, julio, agosto y septiembre.

Tras el análisis diario de la variación de las dos variables se estima que durante un espacio de tiempo de 2 meses no se podrá deshumectar únicamente con aire exterior.

Las condiciones exteriores del mes de julio se tomarán en base a un día típico, como el mostrado en la siguiente figura:

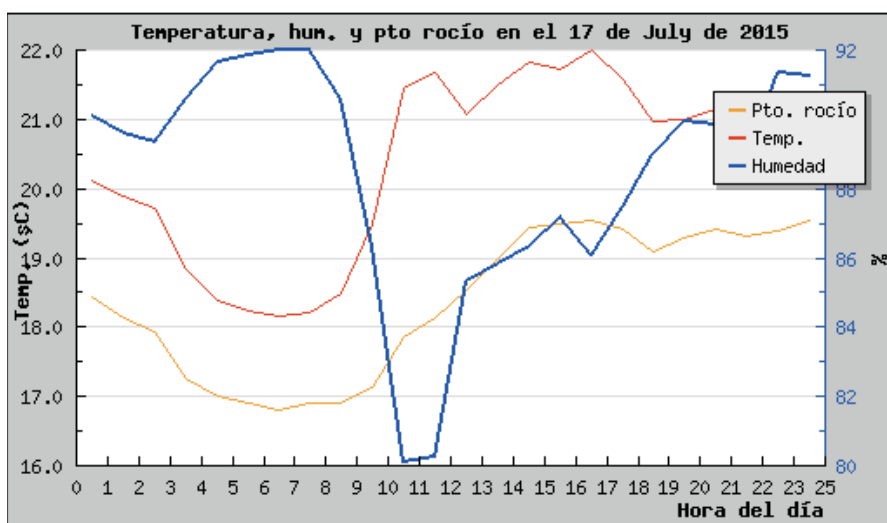


Imagen 22: Condiciones exteriores julio [18]

Si nos guiamos por las condiciones medias, como se ha visto en la tabla anterior, siempre se podría deshumectar con aire exterior. Sin embargo, hay que hacer frente a los picos que como vemos en la figura anterior se producen desde las 10h hasta las 23h. Donde la T^a es mayor que 21°C y la humedad relativa superior al 80% por lo que será necesario deshumectar el aire de impulsión.

En el caso de agosto:

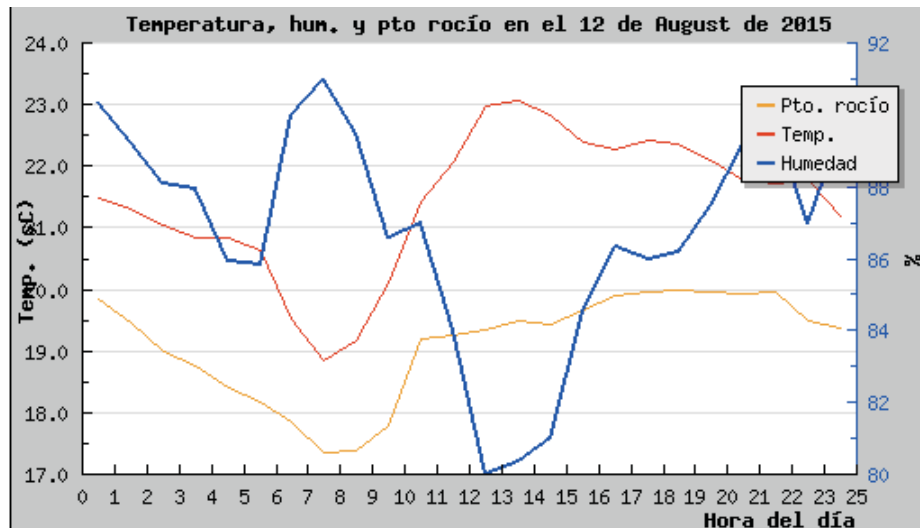


Imagen 23: Condiciones exteriores agosto [18]

Nos encontramos ante una situación similar a la de julio por lo que para cuantificar la energía demandada en la refrigeración y su posterior calentamiento, las condiciones externas a considerar son:

JULIO

$$T_e = 21^{\circ}\text{C}$$

$$\text{HR} = 85\%$$

$$h_e = 0,01328 \text{ kg/kg}$$

AGOSTO

$$T_e = 20,8^{\circ}\text{C}$$

$$\text{HR} = 82,5\%$$

$$h_e = 0,01272 \text{ kg/kg}$$

II.11.2.3 Cálculo energético

El punto de mezcla se escoge de tal forma que el 50% del aire sea de retorno y otro tanto de renovación. Probaremos con distintos porcentajes para comprobar la evolución del punto de mezcla y sus consecuencias en la

energía consumida. Cuanta menor entalpía tenga el punto M, menor será la energía necesaria para refrigerar.

Los siguiente gráfica muestra la potencia necesaria para refrigerar el aire antes de impulsarlo al interior del local, para distintas configuraciones:

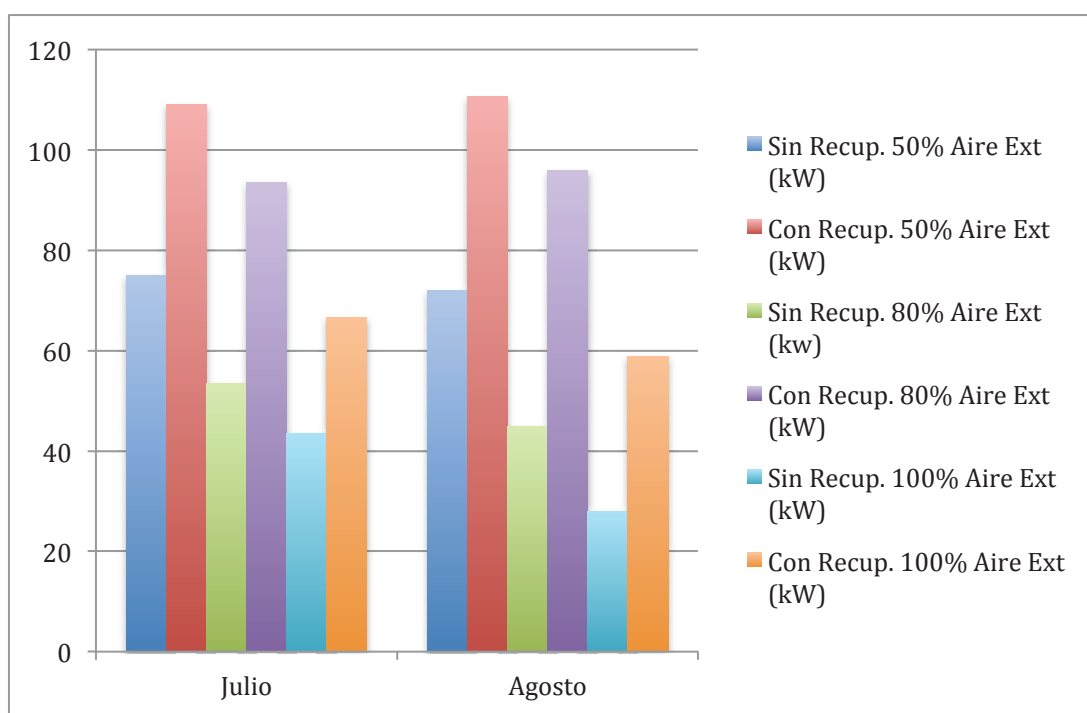


Imagen 24: Comparación configuraciones para deshumectar piscina

Se observa que cuanto mayor sea la cantidad de aire exterior, menor será la energía necesaria para enfriar. Esto se debe a que la temperatura del aire exterior es menor que la del aire de extracción.

Otra conclusión relevante es el hecho de que el recuperador no es positivo. Cuanto más frío entre el aire en la batería de enfriamiento mejor. El uso del recuperador se limita a las situaciones en que las condiciones interiores son más ventajosas que las exteriores.

Por otra parte, el uso del enfriamiento adiabático en este caso no aporta nada ya que el aire exterior está más frío de lo que podemos llegar a enfriar por enfriamiento adiabático del aire de extracción.

Finalmente, se opta para los meses en los que hay que deshumectar por enfriamiento, por la configuración que utiliza todo aire exterior y sin recuperador de calor del aire de extracción.

II.11.3 Conclusiones tratamiento de aire de la piscina

Se trata, no sólo de calcular las cargas térmicas y en base a la potencia necesaria seleccionar una UTA u otra en función de los datos aportados por el fabricante. Se trata de saber cuando podré deshumectar sin enfriar el aire y para los periodos de tiempo en los que no haya otra opción, considerar la opción más eficiente para enfriar el aire. Este método nos permite conocer el caudal de aire exterior y de aire recirculado necesario para obtener las condiciones de aire más eficientes antes de tener que tratarlo.

Bajo el actual RITE, los sistemas de climatización todo-aire con capacidad de enfriamiento superior a 70 kW, dispondrán de un subsistema de enfriamiento gratuito por aire exterior (IT 1.2.4.5.1).

Por lo tanto, los sistemas todo-aire deberán incorporar los dispositivos necesarios para efectuar la comparación del contenido energético (temperatura o entalpía) del ambiente interior y del ambiente exterior, al objeto de determinar si el enfriamiento del primero debe llevarse a cabo mediante el ciclo de compresión o mediante la introducción de aire exterior debidamente filtrado.

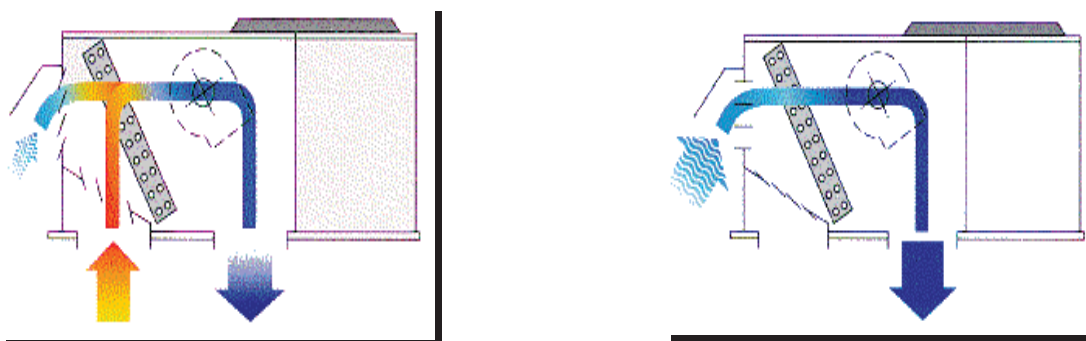


Imagen 25: Comparación configuración aire mezclado/free cooling [15]

Queda claro que si el aire exterior se mantiene con una humedad específica inferior a la de descarga, se utilizará como único medio para deshumectar el recinto. Esto se produce durante un periodo correspondiente a 10 meses. En este periodo sólo necesitaremos calentar el aire de mezcla para alcanzar las condiciones de descarga. Nos interesará utilizar el recuperador de calor de aire de extracción y la cantidad de aire de renovación/recirculado dependerá de la humedad específica del aire exterior. A menor humedad menor caudal, con poco aire seremos capaces de desalojar gran cantidad de humedad. El enfriamiento adiabático no tiene sentido en este caso ya que se utiliza para enfriar el aire de extracción.

Cuando se necesite refrigerar, durante los meses de julio y agosto, se va a utilizar aire exterior únicamente. Antes de introducirlo en el recinto, será enfriado directamente sin mezclarse con el aire de extracción ni intercambiar calor con él.

Se comprueba que la opción de calentar el aire una vez deshumectado mediante el aire de extracción es sumamente positiva como refleja el siguiente gráfico:

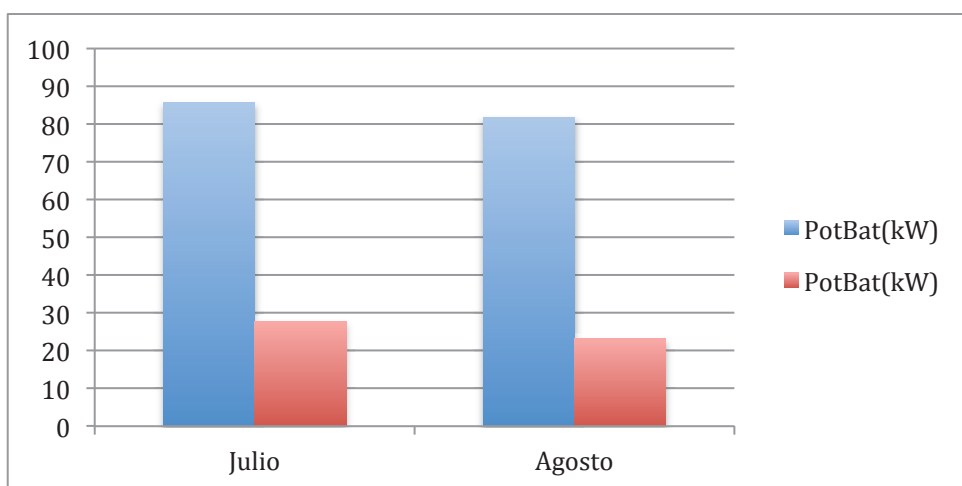


Imagen 26: Comparación consumo con/sin recuperador entre baterías

La potencia de la batería de calentamiento se reduce considerablemente. La instalación adquiere la forma:

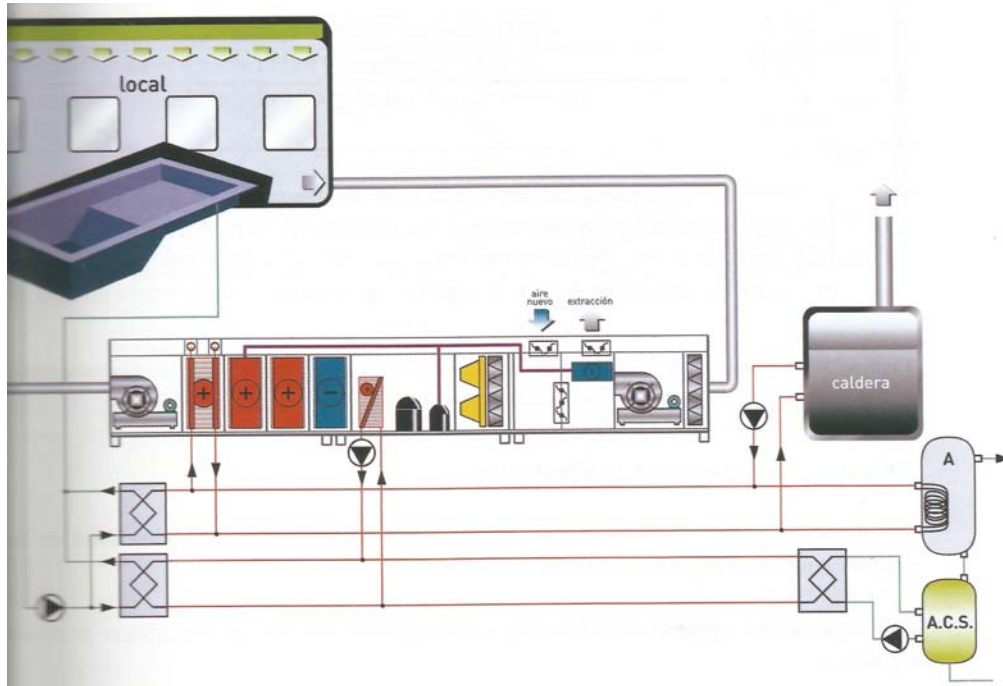


Imagen 27: Instalación con recuperador entre baterías [8]

II.12 CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DEL VASO DE LA PISCINA

Se trata de estimar el cálculo medio mensual a lo largo del año y reflejar la variación de las condiciones implicadas a lo largo del año.

II.12.1 Pérdidas por evaporación

$$Q_E = M_{e1} C_v$$

La masa de agua evaporada a lo largo del año se considera constante con un valor medio de:

$$M_{e1} = 56,71 \text{ kg/h}$$

Por lo que las pérdidas, también constantes a lo largo del año, serán:

$$Q_E = 56,71 \times 680 = 38562,8 \text{ W}$$

II.12.2 Pérdidas por radiación

$$Q_R = S_{vas} \times \varepsilon_a \times \sigma \times (T_{ag}^4 - T_c^4)$$

Estas pérdidas variarán a lo largo del año en función de la temperatura de la superficie interior de los cerramientos. En nuestro caso al ser cristalera la variación entre verano e invierno será significativa. Para estimar la variación a lo largo del año se utilizará una expresión dependiente de la temperatura exterior:

$$T_{sup\ int} = T_L - (T_L - T_e) \frac{1/h_i}{R_T}$$

Donde

$T_{sup\ int}$ Temperatura de la superficie interior del cerramiento [K]

T_L Temperatura interior del local [K]

T_e Temperatura exterior [K]

$1/h_i$ Resistencia superficial interior 0,13 [m²K/W]

R_T Resistencia total del cerramiento 0,31 [m²K/W]

S_{vas} Superficie de piscina 312,5 [m²]

No se tendrán en cuenta las ganancias por radiación solar. Se reflejan los valores obtenidos en el cálculo:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Q_{rad} (kW)	6,48	5,58	5,51	3,63	3,21	0,52	-1,3	-1,7	-1,78	3,21	4,12	4,96

Tabla 30: Pérdidas por radiación vaso de la piscina

II.12.3 Pérdidas por convección

Permanecerán constantes todo el año resultando, realmente son ganancias debido a las condiciones del local:

$$Q_C = S_{vas} \times 0,6246 (T_{ag} - T_L)^{4/3}$$

$$Q_C = 312,5 \times 0,6246 (25 - 27)^{4/3} = -390,375 \text{ W}$$

II.12.4 Pérdidas por transmisión

Para este tipo de pérdidas la variación se producirá en función de la temperatura de la solera. La expresión a utilizar es:

$$Q_T = (C_M S_M + C_S S_S)(T_{ag} - T_{sol})$$

Donde:

C_M Coeficiente de transmisión de muros 2,2 [W/m²K]

S_M Superficie muros 138,75 [m²]

C_S Coeficiente de transmisión solera 2 [W/m²K]

S_S Superficie solera 312,9 [m²]

T_{sol} Temperatura solera [K]

El resultado se refleja en la tabla:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Qt (kW)	13	11,8	11,7	9,2	7,7	5,1	3,6	3,1	1,2	7,7	9,8	10,9

Tabla 31: Pérdidas por transmisión del vaso de la piscina

II.12.5 Pérdidas por renovación

En este caso la variación anual dependerá de la temperatura del agua de red. Ésta es, para nuestra zona geográfica:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$T_{red}(^{\circ}\text{C})$	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8

Tabla 32: Temperatura del agua de red

Y la expresión a utilizar:

$$Q_{RE} = V_{RE} \rho_w c_{p_w} (T_{ag} - T_{red})$$

Donde:

V_{RE} Volumen de agua de renovación cada hora [m^3/h]

ρ_w Densidad del agua [valor 1000 kg/m^3]

c_{p_w} Calor específico del agua [valor $4,18 \text{ kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$]

Para calcular el volumen por hora, tendremos en cuenta el uso diario de la instalación (14h). Se utilizará la expresión:

$$V_{RE} = \frac{V_{vaso} \times 0,05}{h_{uso}}$$

Donde

$$V_{vaso} = 531,25 \text{ m}^3$$

Los resultados obtenidos son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$Q_{re}(\text{kW})$	37,42	35,21	30,81	26,41	24,21	22,01	19,81	22,01	24,21	26,41	30,81	37,42

Tabla 33: Calor perdido por renovación del agua de la piscina

Se necesita un importante aporte de calor para llevar el agua desde la temperatura de suministro de la red hasta la temperatura a la que debe permanecer el agua en el vaso.

II.12.6 Resumen demanda energética

Se realiza una representación de los resultados obtenidos:

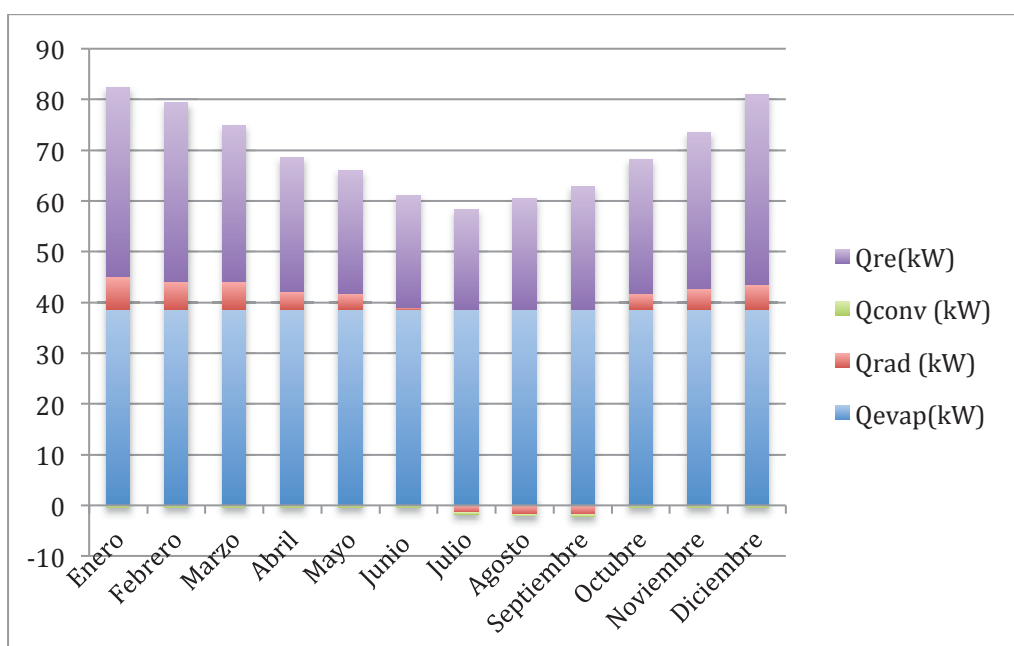


Tabla 34: Demanda energética del agua del vaso de la piscina

En el gráfico observamos como la potencia calorífica necesaria para cubrir las necesidades del agua durante los meses de invierno rondará los 80 kW. Las pérdidas más importantes son las debidas a la evaporación y la renovación. A lo largo del año se produce un descenso gradual de la demanda hasta llegar a los meses de verano en los que se sitúa en 60 kW. Esto es debido, sobre todo, a la variación de la temperatura del agua de la red que hace que en invierno haya que compensar una temperatura inferior.

Resaltar también como el intercambio por convección entre el aire del ambiente y la lámina de agua produce ganancias para ésta última aunque sean mínimas en comparación con el resto de pérdidas.

Las pérdidas por radiación también se tornan en ganancias en los meses de verano aunque con valores poco relevantes.

La energía que habrá que aportar al agua cada mes se especifica en la siguiente tabla:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Edem(MJ)	148571	128115	134711	117070	116005	99525	92712	94860	94878	119444	125450	142997

Según el documento básico de ahorro energético (CTE –DB-HE4) se asumirá una contribución solar mínima anual del 30% de estas necesidades.

II.13 CÁLCULO DE LAS NECESIDADES DE ACS

Para el cálculo de estas necesidades nos basaremos en la demanda estimada en el CTE HE4 que se corresponde con 20 litros de ACS al día por usuario. Se considera una afluencia diaria de 210 personas y el agua se acumula a una temperatura de 60°C.

II.13.1 Carga Mensual

Si suponemos que los usuarios se distribuyen de forma equitativa a lo largo de las horas de funcionamiento de la instalación, podremos obtener una estimación de la energía demandada a lo largo de cada mes.

Se utiliza la expresión:

$$Q_{ACS} = V_{ACS} C_{pw} (T_{ACS} - T_R)$$

Donde

Q_{ACS} Carga de ACS [kJ]

V_{ACS} Consumo de ACS [l/h]

C_{pw} calor específico del agua (4,18 kJ/kg°C)

T_{ACS} Temperatura de acumulación del ACS

T_R Temperatura agua fría de la red de suministro [°C]

Una vez más las necesidades energéticas varían en función de la temperatura del agua de red. Los resultados obtenidos son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Eacs(MJ)	29687	26298	27974	25967	26261	24862	25120	25691	25414	26832	27072	29687

Tabla 35: Demanda energética ACS

Este será el consumo de energía necesario para calentar el agua destinada al sistema de ACS para cada mes. Según el documento básico de ahorro energético (CTE –DB-HE4) se asumirá una contribución solar mínima del 30% de la energía total anual.

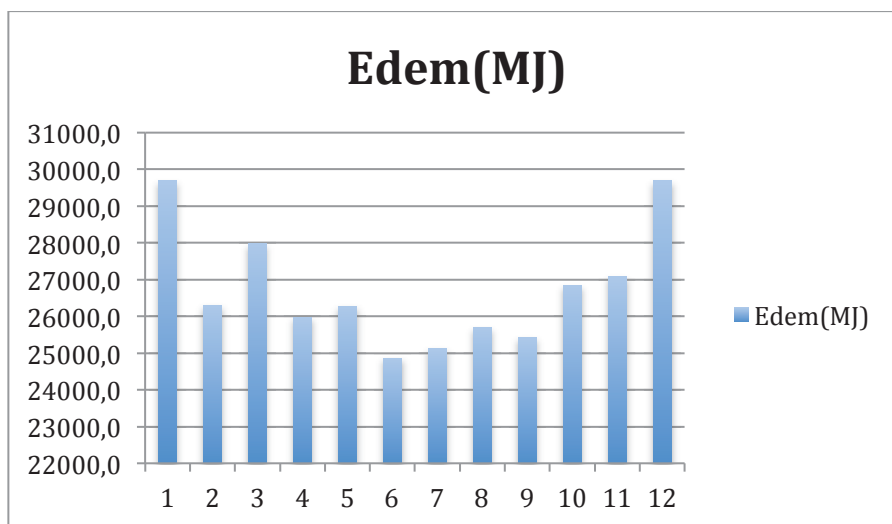


Imagen 28: Energía demandada para la producción de ACS

Este cálculo es útil para hacernos una idea de la energía demandada a lo largo del año, sin embargo para dimensionar la instalación necesitaremos de cálculos referentes a la potencia instantánea que se pueda demandar en un momento dado.

II.13.2 Dimensionado de la instalación

II.13.2.1 Ocupación

Lo primero será establecer la ocupación de las instalaciones por parte de los usuarios a lo largo del día. Se refleja en la siguiente tabla:

HORA (civil)	USUARIOS	CONSUMO (l)
8:00-9:00	5	100
9:00-10:00	10	200
10:00-11:00	10	200
11:00-12:00	15	300
12:00-13:00	20	400
13:00-14:00	15	300
14:00-15:00	5	100
15:00-16:00	10	200
16:00-17:00	10	200
17:00-18:00	25	500
18:00-19:00	15	300
19:00-20:00	30	600
20:00-21:00	30	600
21:00-22:00	10	200
TOTAL	210	4200

Tabla 36: Distribución diaria de la ocupación de las instalaciones

II.13.2.2 Consumos

Sabiendo esto y en base a la tabla 9 en la que se reflejan los caudales que hay que asegurar en cada aparato, tanto de agua fría como de ACS, podremos calcular el caudal instantáneo. Para ello se utiliza la expresión que resulta para nuestro caso:

$$Q_c = 4,400 (Q_T)^{0,27} - 3,41$$

Donde Q_T es el caudal total, suma de todos los aparatos del edificio, y lo consideramos con un valor de 10 l/s. Esto resulta en un caudal simultaneo de:

$$Q_c = 4,78 \text{ l/s}$$

En base a este caudal punta y teniendo en cuenta la situación más desfavorable del año se calcula la producción instantánea según la expresión:

$$P(W) = Q_c \left(\frac{l}{s} \right) 3600 \left(\frac{s}{h} \right) (T_{ACS} - T_{RED})(^{\circ}C) 1,16 \left(\frac{Wh}{l^{\circ}C} \right)$$

$$P(kW) = 4,78 \left(\frac{l}{s} \right) 3,600 \left(\frac{s}{h} \right) (50 - 8)(^{\circ}C) 1,16 \left(\frac{Wh}{l^{\circ}C} \right) = 838kW$$

Es un valor muy elevado pero habrá que tener en cuenta que sólo se producirá en los momentos punta y coincidiendo con los meses de menor temperatura del agua de red. Esta es la potencia que pueden entregar los intercambiadores, la potencia de la caldera sería como mínimo la misma.

II.13.2.3 Acumulación

Teniendo en cuenta el consumo diario calculado, 4200l, se utiliza la hipótesis de que el consumo en la hora punta se corresponde con un 30% de dicho volumen (1260l) [14]. Se analizarán dos casos en función de la capacidad de acumulación:

ACUMULACIÓN DEL 50%

Capacidad de acumulación: $1260 \times 0,5 = 630l$

Se utilizará un depósito de 1000 mm de diámetro por 1300 mm de altura. Se calcula ahora el factor de uso del volumen acumulado. Dependiente de la geometría del depósito, hace referencia al volumen del mismo que no puede ser utilizado debido a la zona de mezcla entre aguas calientes y frías.

$$F_{uso \text{ acumulación}} = 0,63 + 0,14 H/D$$

$$F_{uso \text{ acumulación}} = 0,63 + 0,14 \frac{1300}{1000} = 0,81 \text{ (81\%)}$$

La potencia a instalar será:

$$P_{calderas} = [Q_{punta}(T_{ACS} - T_{RED})V_{acumulación}(T_{acumulación} - T_{RED})F_{uso\ acumulación}]1,16/\eta_{ACS}$$

Considerando un rendimiento del sistema de producción de ACS del 75% será:

$$P_{calderas} = 144,76\text{ kW}$$

El tiempo de recuperación del calentamiento del depósito será:

$$t_{rec} = \frac{4200(70 - 8)1,16}{144761,4} = 2h$$

ACUMULACIÓN DEL 100%

Capacidad de acumulación: 1260 l.

Se utilizará un depósito de 1200 mm de diámetro por 1600 mm de altura.

El factor de uso acumulado será:

$$F_{uso\ acumulación} = 0,63 + 0,14 \frac{1600}{1200} = 0,817\text{ (81,7\%)}$$

Considerando un rendimiento del sistema de producción de ACS del 75%, la potencia a instalar será:

$$P_{calderas} = 112,58\text{ kW}$$

El tiempo de recuperación del calentamiento del depósito será:

$$t_{rec} = \frac{4200(70 - 8)1,16}{112575,96} = 2,7h$$

II.13.3 Conclusiones

Se han tomado las condiciones más desfavorables lo que implica que la mayor parte del tiempo la potencia disponible será superior a las necesidades.

Pequeñas acumulaciones permiten reducir de manera importante la potencia necesaria ya que las puntas de consumo se presentan durante periodos muy cortos.

Por otra parte, llega un momento en el que grandes acumulaciones no presentan una reducción de potencia tan grande ya que se requiere que el tiempo de calentamiento no sea excesivo.

En nuestro caso las horas punta podemos considerar que son dos, a las 13h y de 19 a 21h por lo que nos decantamos por la opción del 100% de acumulación. Tenemos tiempo para que se vuelva a calentar el agua entre una punta y otra. Además nos hemos puesto en el caso más negativo, en realidad con la ayuda de la energía solar térmica este tiempo se reducirá.

II.14 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LA PISTA PRINCIPAL

Se analiza en este apartado la energía necesaria a aportar al aire que entra en la UTA de la pista para que salga de ésta en las condiciones de impulsión requeridas. Se analizará esta demanda para los casos:

- UTA con recuperador de calor del aire de extracción
- UTA sin recuperador del aire de extracción y cámara de mezcla
- UTA con enfriamiento adiabático y recuperador del aire de extracción
- UTA sin aire de extracción ni cámara de mezcla. Todo aire exterior
- UTA con recuperador entre baterías

II.14.1 Caudal de impulsión

Para seleccionar el caudal de impulsión necesario vamos a tener en cuenta la norma UNE 100-011-91. Esta norma indica el caudal de aire exterior necesario para climatizar en función del uso del recinto.

CAUDALES DE VENTILACIÓN (UNE 100-011-91)

Tabla 2 – Caudales de aire exterior en l/s por unidad

Tipo de local	Por persona	Por m ²	Por local	Otros
Almacenes ¹⁾	—	0,75 a 3	—	—
Aparcamientos ⁴⁾	—	5	—	—
Archivos	—	0,25	—	—
Aseos públicos ¹⁾	—	—	—	25 ^{1 2)}
Aseos individuales ¹⁾ , 2)	—	—	15	—
Auditorios ^{1 4)} , 16)	8	—	—	—
Aulas ^{1 4)}	8	—	—	—
Autopsia ⁸⁾ , 9)	—	2,5	—	—
Bares	12	12	—	—
Cafeterías	15	15	—	—
Canchas para el deporte	—	2,5	—	—
Comedores	10	6	—	—
Cocinas ²⁾ , 3)	8	2	—	—
Descanso (salas de)	20	15	—	—
Dormitorios colectivos	8	1,5	—	—
Escenarios	8	6	—	—
España y recepción (salas)	8	4	—	—
Estudios fotográficos	—	2,5	—	—
Exposiciones (salas de)	8	4	—	—
Fiestas (salas de)	15	15	—	—
Fisioterapia (salas de)	10	1,5	—	—
Gimnasios	12	4	—	—
Gradas de recintos deportivos	8	12	—	—
Grandes almacenes ^{1 4)}	8	2	—	—
Habitaciones de hotel	—	—	15	—
Habitaciones de hospital	15	—	—	—
Imprentas, reproducción y planos	—	2,5	—	—
Juegos (salas de)	12	10	—	—
Laboratorios ⁶⁾	10	3	—	—
Lavanderías industriales ¹⁾ , 3)	15	5	—	—
Vestibulos	10	15	—	—
Oficinas	10	1	—	—
Paseos de centros comerciales	—	1	—	—
Pasillos ^{1 5)}	—	—	—	—
Piscinas ⁷⁾	—	2,5	—	—
Quirófanos y anexos ⁸⁾	15	3	—	—
Reuniones (salas de)	10	5	—	—
Salas de curas	12	2	—	—
Salas de recuperación	10	1,5	—	—
Supermercados ^{1 4)}	8	1,5	—	—
Talleres:	—	—	—	—
— en general	30	3	—	—
— en centros docentes	10	3	—	—
— de reparación automática ⁵⁾	—	7,5	—	—
Templos para culto	8	—	—	—
Tiendas:	—	—	—	—
— en general	10	0,75	—	—
— de animales ⁸⁾	—	—	—	—
— especiales ^{1 0)}	—	2	—	—
UVIs ⁸⁾	10	1,5	—	—
Vestuarios ⁸⁾	—	2,5	—	10 ^{1 3)}

Tabla 37: Caudales de ventilación en función del tipo de local

Se elige el dato correspondiente a ‘canchas para el deporte’, que indica un valor de 2,5 l/s por cada metro cuadrado de superficie a climatizar. Y el valor de 8 l/s por persona que se encuentre en las gradas. En nuestro caso la pista principal tiene una superficie de 1769 m² y una ocupación media de 200 personas en las gradas por lo que el valor del caudal será:

$$Q = 2,5 \times 1769 + 8 \times 200 = 6022,5 \text{ l/s} = 6,023 \text{ m}^3/\text{s}$$

En masa, considerando el volumen específico del aire en las siguientes condiciones:

HR= 50%

T^a= 21°C

$$V_{\text{esp}} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow m_{\text{imp}} = 7,085 \text{ kg/s}$$

Comprobamos que este caudal no sea inferior al caudal mínimo exigido en condiciones de máxima afluencia de gente:

$$Q_{\text{min ext}} = (40 \times 30) + (28,8 \times 400) = 12720 \text{ m}^3/\text{h} = 3,53 \text{ m}^3/\text{s} < Q_{\text{imp}}$$

En el caso de la piscina, en ocasiones tiene sentido utilizar más cantidad de aire exterior de la mínima exigida porque ayuda a deshumidificar. En este caso, en principio se utilizará el mínimo posible porque aporta más humedad de la necesaria, tiene un efecto negativo en cuanto al grado de humedad. Se van a realizar cálculos comparativos entre varias opciones, veremos cuál es la mas eficiente.

II.14.2 Condiciones de impulsión

Las condiciones de descarga sufrirán variaciones en función del caudal utilizado. En este caso se reflejan los resultados para el caudal expresado anteriormente.

La humedad específica y la temperatura de impulsión en modo refrigeración y calefacción se calcula mediante las siguientes expresiones [16]:

REFRIGERACIÓN

$$W_{imp\ ref} = W_{L\ verano} - \frac{Q_{lat\ ref}}{C_{Lv} \times m_{imp}}$$

$$T_{imp\ ref} = T_{L\ verano} - \frac{Q_{sens\ ref}}{C_{Lv} \times m_{imp}}$$

CALEFACCIÓN

$$W_{imp\ cal} = W_{L\ invierno} - \frac{Q_{lat\ cal}}{C_{Lv} \times m_{imp}}$$

$$T_{imp\ cal} = T_{L\ invierno} - \frac{Q_{sen\ cal}}{C_p \times m_{imp}}$$

Los resultados obtenidos para cada mes son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T _{imp} (°C)	21,8	22,2	21,7	20,1	19,6	16,5	15,5	15,6	15,3	15,7	20,2	21,6
W _{imp} (kg/kg)	4,8	4,6	5	5,4	6	6,4	6,9	6,7	6,4	5,8	5,4	5,1

Tabla 38: Temperatura y humedad específica de impulsión aire UTA - pista

Observando los puntos de descarga obtenidos ahora, se compara la humedad relativa del aire de descarga y del aire exterior y queda demostrado que no se puede aprovechar para deshumectar.

W_{máx} (kg/kg)	6,4	6,6	7,1	8,4	8,6	11,1	12,4	12,3	12,3	9,8	8,6	7
--	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	-----	-----	---

Tabla 39: Humedad específica aire exterior

Conjuntamente se anota la temperatura de rocío que será la que nos indique hasta que temperatura hay que enfriar para deshumectar la mezcla de aire.

T_{rocío} (°C)	3,0	2,8	4,0	5,0	6,5	7,2	8,8	8,0	7,2	6,0	5,0	4,3
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Tabla 40: Temperatura de rocío del aire de descarga [19]

II.14.3 Condiciones de mezcla

Se calculan ahora las condiciones del aire al entrar en la UTA, esto nos permitirá conocer el aporte que tendrá que realizar la máquina para que el aire adquiera las condiciones de descarga.

Lo primero será calcular el caudal de cada componente de la mezcla. Sabemos que el caudal impulsado al interior del local será la suma del aire exterior de ventilación mas el aire recirculado o de retorno:

$$Q_{ret} = Q_{imp} - Q_{ren}$$

Como el caudal de ventilación y de impulsión son constantes y conocidos:

$$Q_{ret} = 6,023 - 3,53 = 2,493 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como en el caso de la piscina, se tendrá en cuenta el recuperador de calor del aire de extracción. Para el cálculo de las temperaturas a la salida del mismo se utiliza:

$$T_s = T_L - \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{imp} - Q_{ret}}$$

$$T_{ER} = T_E + \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{ren}}$$

Donde en función de las condiciones exteriores variará la eficacia del recuperador desde un 85% en los meses de invierno a cerca de un 70% en los meses de verano [9].

Se refleja en la siguiente tabla la temperatura del aire exterior (T_e), la temperatura del aire exterior después de su paso por el recuperador (T_{er}) y la temperatura del aire exterior después de su paso por el recuperador en el caso de instalación con enfriamiento adiabático ($T_{er\ enfad}$) :

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T_e (°C)	13	14,3	14,4	17,1	17,7	21,5	24,1	24,6	24,7	17,7	16,4	15,2
T_{eR} (°C)	16,3	16,5	17,1	18,8	19,6	21,8	23,6	23,5	23,0	19,2	18,5	17,8
$T_{eR\ enfad}$ (°C)	13,3	13,5	14,2	15,9	16,7	18,9	20,6	20,6	20,3	16,5	15,6	14,8
T_s (°C)	13,2	13,8	14,2	16,2	17,0	19,1	20,5	20,8	20,7	16,7	13,2	13,8

Tabla 41: Temperaturas de funcionamiento aire UTA - pista

La última fila se corresponde con la temperatura a la que se expulsa el aire a la calle.

Cuando la instalación trabaje en modo refrigeración, el recuperador tendrá un efecto negativo ya que la temperatura del exterior es menor que

la del interior. Se quiere enfriar el aire por lo que un aumento de temperatura no será positivo. Durante los periodos en los que se requiera enfriar el aire que entra en la UTA no se utilizará el recuperador. En modo calefacción sí será de utilidad.

La mezcla de aire se produce ahora entre el aire recirculado no utilizado en la recuperación y el aire exterior precalentado o no.

Se calcularán a continuación las condiciones de la mezcla, para ello se utilizan:

$$Q_{imp} \times T_M = Q_{ret} \times T_{ret} + Q_{ren} \times T_{ren}$$

$$Q_{imp} \times W_M = Q_{ret} \times W_{ret} + Q_{ren} \times W_{ren}$$

El resultado de despejar de estas ecuaciones la temperatura y la humedad de mezcla para cada una de las instalaciones estudiadas es:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T_M (°C)	15,3	15,8	16,3	18,3	19,1	21,7	23,6	23,7	23,4	18,9	17,9	17,0
T_{MR} (°C)	17,2	17,1	17,9	19,3	20,2	21,9	23,3	23,1	22,4	19,7	19,1	18,5
T_{MR enfad} (°C)	15,5	15,4	16,2	17,6	18,5	20,2	21,6	21,4	20,8	18,2	17,4	16,7
W_M(g/Kg)	6,4	6,5	7	7,7	8,2	10	10,9	10,8	10,6	8,9	8	7

Tabla 42: Temperaturas de funcionamiento del aire de mezcla UTA - pista

Se reflejan en la primera fila las temperaturas de mezcla sin recuperador. La temperatura de la mezcla no es tan alta como en el caso anterior debido a que el aire del exterior llega sin calentamiento previo.

La diferencia de temperatura y humedad existente entre las condiciones del aire de mezcla y el aire de descarga será la que tenga que compensar la UTA mediante las baterías.

II.14.4 Potencia de las baterías para las distintas configuraciones

La unidad de tratamiento de aire estará formada por una batería de frío, encargada de enfriar el aire hasta la temperatura de rocío correspondiente para condensar el aire. Y a continuación una batería de calor que llevará la temperatura del aire a las condiciones de impulsión.

Se realizan los cálculos para las instalaciones tipo estudiadas hasta ahora.

Batería de frío

La potencia que tendrá que aportar será sensible y latente:

$$P_{sens BF} = m_{imp} \times C_p \times (T_{s BF} - T_M)$$

$$P_{lat BF} = m_{imp} \times C_{Lv} \times (W_{s BF} - W_M)$$

$$P_{BF} = m_{imp} \times (h_{s BF} - h_M)$$

Donde

$T_{s BF}$ Temperatura del aire a la salida de la batería de frío (Diagrama psicrométrico)

$W_{s BF}$ Humedad específica del aire a la salida de la batería de frío.

Batería de calor

En este caso toda la energía a aportar será potencia sensible:

$$P_{sens BC} = m_{imp} \times C_p \times (T_{s BC} - T_{s BF})$$

Donde

$T_{s BC}$ Temperatura a la salida de la batería de calor, temperatura de impulsión.

Se obtienen los siguientes resultados:

INSTALACIÓN SIN RECUPERADOR CON CÁMARA DE MEZCLA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	120	141	129	146	127	165	180	172	172	148	150	133
PotBatCA(kW)	137	142	129	110	96	68	49	56	59	71	111	126

Tabla 43: Potencia baterías en instalación sin recuperador con cámara de mezcla

INSTALACIÓN CON RECUPERADOR Y CÁMARA DE MEZCLA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	133	146	142	150	138	167	182	180	185	152	157	143
PotBatCA(kW)	137	142	129	110	96	68	49	56	59	71	111	126

Tabla 44: Potencia baterías en instalación con recuperador y cámara de mezcla

INSTALACIÓN CON ENF. ADIABÁTICO Y RECUPERADOR

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	122	141	128	143	118	160	162	158	163	145	143	125
PotBatCA(kW)	137	142	129	110	96	68	49	56	59	71	111	126

Tabla 45: Potencia baterías en instalación con enfriamiento adiabático y recuperador

INSTALACIÓN 100% Aire Exterior

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	102	134	117	150	121	175	212	229	245	155	144	118
PotBatCA(kW)	137	142	129	110	96	68	49	56	59	71	111	126

Tabla 46: Potencia baterías en instalación trabajando con todo aire exterior

La potencia de la batería de frío reflejada se corresponde con la potencia total demandada por el aire (sensible y latente), se pueden considerar como valores negativos ya que se corresponde con extracción de calor. En el caso de la batería de calor sólo aporta calor sensible y es constante para todos los casos.

II.14.5 Comparación de instalaciones

Se han calculado hasta aquí las necesidades en términos de potencia que demandarían las baterías en distintas configuraciones de funcionamiento de la UTA .

A continuación se analizan las distintas opciones para obtener la más eficiente para cada mes del año. Hay que tener en cuenta que la carga latente será la misma para todas las configuraciones, sin embargo se intentarán minimizar al máximo las necesidades referentes a la carga sensible. Teniendo en cuenta que para deshumectar por enfriamiento se tendrá que llevar la mezcla de aire a la temperatura del rocío, cuanto más frío entre el aire en la unidad de tratamiento mejor.

Se analiza primero la necesidad de enfriamiento. Se observa en la figura que la opción que menos energía demanda en los meses de invierno es aquella que se realiza sólo mediante aire exterior (diciembre, enero, febrero, marzo). Sin embargo para el resto de los meses la mejor opción es aquella que cuenta con recuperador y enfriamiento adiabático. Sin embargo, en la práctica no se utilizará el recuperador ya que el salto térmico es insuficiente para que el uso de un recuperador de un tamaño normal sea

ventajoso. Se utilizará sólo aire exterior todos los meses menos junio, julio, agosto, septiembre y octubre. En estos meses no se puede usar el recuperador pero si se mezclara el aire exterior con el de extracción ya que la temperatura del local es inferior a la del exterior y esto ayudará a enfriar el aire.

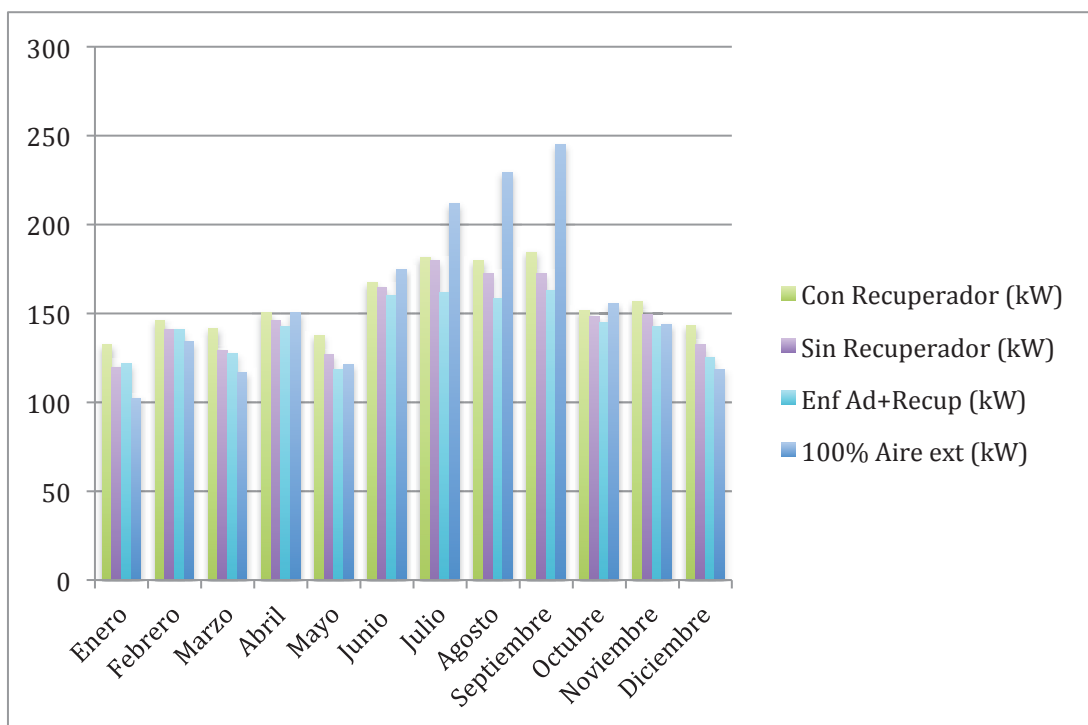


Tabla 47: Demanda energética distintas configuraciones

Por otra parte se quiere comprobar la influencia de la variación de caudal impulsado al interior del recinto. Pasamos de los 6,023 m³/s a 8 m³/s y se representa una tabla con la potencia de las baterías de refrigeración para el caso de refrigeración con 100% aire exterior:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW) Q=6,023 m³/s	101	119	113	138	129	187	209	221	233	157	140	113
PotBatFR(kW) Q=8 m³/s	123,8	148	140	173	160	238	267	282	300	198	175	140

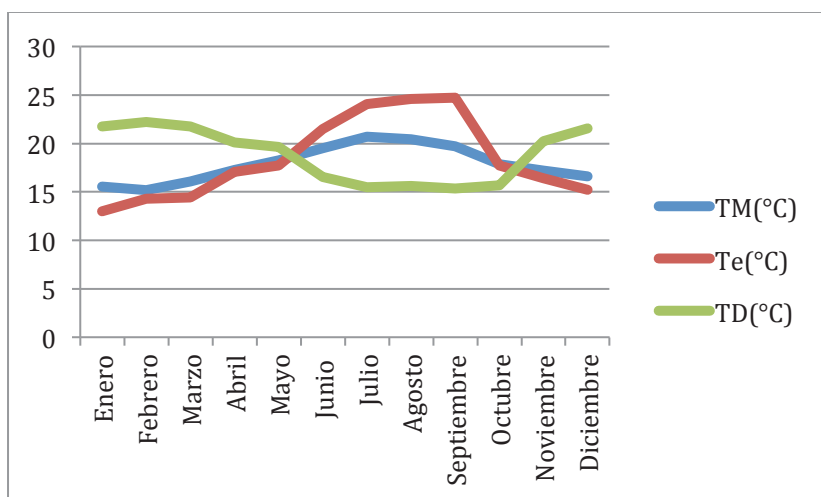
Tabla 48: Demanda de la UTA - pista para dos caudales de aire de impulsión distintos

El aumento del caudal impulsado al interior del recinto resulta en un aumento de la energía de enfriamiento demandada. Se ha analizado este caso porque al aumentar el caudal, aumenta la humedad específica del aire de descarga necesaria para deshumectar el interior. A mayor caudal mayor capacidad de deshumectar por lo que nos podemos permitir impulsar aire con mayor humedad. Esto implicaría un ahorro a la hora de enfriar pero no suficiente para compensar el aumento de volumen de aire a enfriar.

En lo que se refiere a la variación del caudal exterior introducido, la tendencia resulta en una conclusión muy clara. En los meses cálidos, cuanto menos aire exterior mejor (mínimo aire exterior de ventilación) y en los meses más fríos cuanto más mejor. Sólo en las épocas de transición como finales de mayo y finales de octubre puede tener sentido una solución intermedia a las 2 ya planteadas.

Se concluye que durante los meses de junio, julio, agosto y septiembre, la instalación con enfriamiento adiabático y recuperador demanda menos energía. Sin embargo a efectos prácticos esto no será posible ya que el salto térmico a tratar en el recuperador es insuficiente para compensar las cargas del ventilador.

La clave está en la temperatura de mezcla y la temperatura exterior. Como lo más eficiente es que el aire llegue con la menor temperatura posible a la UTA, cuando el aire exterior por sí mismo se encuentra a menor temperatura de la que podemos obtener mediante la mezcla y la recuperación, es mejor utilizar solo aire exterior.



Finalmente se analiza la posibilidad de situar un recuperador de calor del aire de extracción en la posición intermedia entre la batería de frío y la de calentamiento. Se utilizará este sistema siempre que el salto térmico entre las corrientes de aire nos lo permita, al igual que pasa con el recuperador de la entrada. En este caso para los meses que se utiliza aire exterior durante todo el año, el salto térmico a cuantificar será el existente entre el aire del local y la temperatura de rocío:

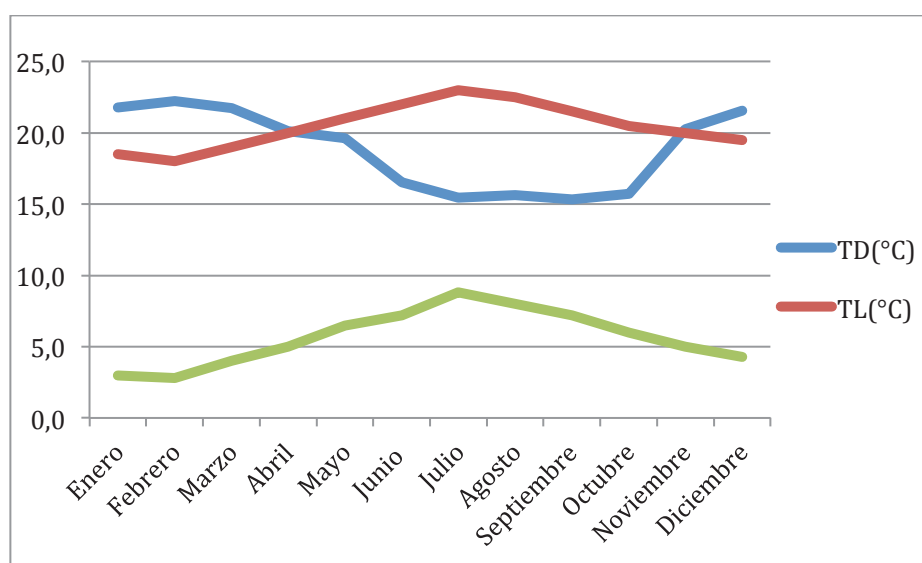


Imagen 29: Comparación temperatura de descarga/exterior UTA - pista

Se resuelve que la mejor forma de tratamiento del aire será con 100% aire exterior durante todo el año, de forma que se pueda utilizar el aire de extracción íntegro para calentar el aire desde la temperatura de rocío en la batería intermedia.

Se obtienen unos resultados claramente positivos:

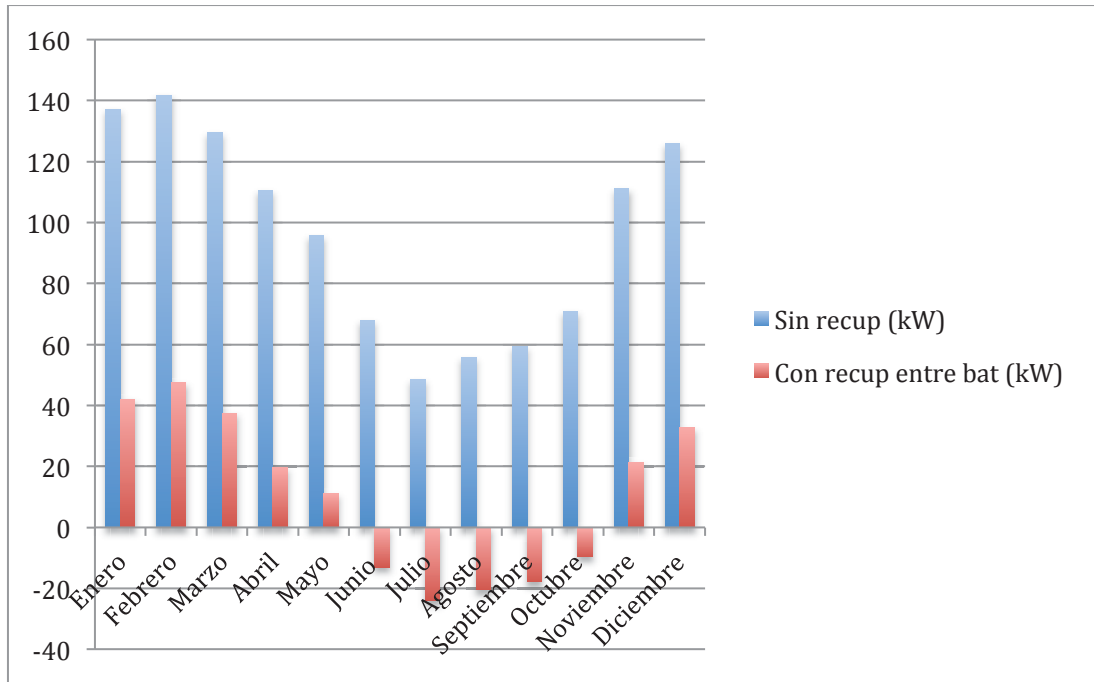


Imagen 30: Comparación UTA pista con/sin recuperador entre baterías

Durante los meses de verano no hace falta aportar calor, simplemente con el aire de extracción sería suficiente.

II.15 TRATAMIENTO DEL AIRE DE LOS VESTUARIOS Y SALAS DE ACTIVIDADES

II.15.1 Caudal de impulsión

Para seleccionar el caudal de impulsión necesario se procede como en el caso anterior y teniendo en cuenta que en este caso se cubren dos tipos de recintos distintos, será:

$$Q_{imp} = 0,7 + 0,924 = 1,624 \text{ m}^3/\text{s}$$

En masa, considerando el volumen específico del aire en las siguientes condiciones:

$$HR = 50\%$$

$$T^a = 21^\circ\text{C}$$

$$V_{\text{esp}} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow m_{\text{imp}} = 1,92 \text{ kg/s}$$

Comprobamos que este caudal no sea inferior al caudal mínimo exigido en condiciones de máxima afluencia de gente:

$$Q_{\text{min ext}} = (40 \times 70) + (28,8 \times 70) = 4816 \text{ m}^3/\text{h} = 1,34 \text{ m}^3/\text{s} < Q_{\text{imp}}$$

II.15.2 Condiciones de impulsión

Se considera un volumen total con unas cargas medias y se calcula la potencia necesaria que habrá que aportar al aire para llegar a las condiciones de descarga. Este aire de descarga se dividirá luego entre todos los espacios proporcionalmente al volumen de cada uno de ellos.

Una vez que conocemos el caudal de impulsión calculamos la humedad específica y la temperatura de impulsión en modo refrigeración. Para realizar los cálculos no se suman las cargas de cada uno de los espacios. Se toma una media de los 3 espacios proporcionada a su volumen ya que se trata de hacernos una idea del flujo energético. Se utilizan las mismas expresiones que en el caso de la pista:

REFRIGERACIÓN

$$W_{\text{imp ref}} = W_{L \text{ verano}} - \frac{Q_{\text{lat ref}}}{C_{Lv} \times m_{\text{imp}}}$$

$$T_{\text{imp ref}} = T_{L \text{ verano}} - \frac{Q_{\text{sens ref}}}{C_{Lv} \times m_{\text{imp}}}$$

CALEFACCIÓN

$$W_{imp\ cal} = W_{L\ invierno} - \frac{Q_{lat\ cal}}{C_{Lv} \times m_{imp}}$$

$$T_{imp\ cal} = T_{L\ invierno} - \frac{Q_{sen\ cal}}{C_p \times m_{imp}}$$

Los resultados obtenidos para cada mes son:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T _{imp} (°C)	22,8	23,0	22,6	21,3	18,4	18,4	17,9	18,4	19,2	21,0	22,2	22,6
W _{imp} (kg/kg)	6,8	6,6	6,9	7,1	7,3	7,5	7,6	7,5	7,1	7	7	6,8

Tabla 49: Temperatura y humedad específica del aire de impulsión UTA - Vestuarios + Salas actividades

Comprobamos que no se puede aprovechar para deshumectar el aire exterior.

W _{máx} (kg/kg)	6,4	6,6	7,1	8,4	8,6	11,1	12,4	12,3	12,3	9,8	8,6	7
-----------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	-----	-----	---

Conjuntamente se anota la temperatura de rocío que será la que nos indique hasta que temperatura hay que enfriar para deshumectar la mezcla de aire.

T _{rocío} (°C)	8,2	7,8	8,7	9,0	9,4	9,8	10,0	9,9	9,0	8,8	8,7	8,2
----------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----

Tabla 50: Temperatura de rocío del aire de descarga [19]

II.15.3 Condiciones de mezcla

Lo primero será calcular el caudal de cada componente de la mezcla. Sabemos que el caudal impulsado al interior del local será la suma del aire exterior de ventilación mas el aire recirculado o de retorno:

$$Q_{ret} = Q_{imp} - Q_{ren}$$

Como el caudal de ventilación y de impulsión son conocidos:

$$Q_{ret} = 1,624 - 1,34 = 0,29 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para cada uno de los tipos de instalación que proponemos, la temperatura del aire a la salida del recuperador de calor de extracción se calcula:

$$T_s = T_L - \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{imp} - Q_{ret}}$$

$$T_{ER} = T_E + \varepsilon (T_L - T_E) \frac{Q_{min}}{Q_{ren}}$$

Se reflejan en la siguiente tabla:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T_e (°C)	13	14,3	14,4	17,1	17,7	21,5	24,1	24,6	24,7	17,7	16,4	15,2
T_{eR} (°C)	14,4	15,5	15,6	17,9	18,4	21,7	23,9	24,4	24,4	18,4	17,2	16,3
T_{eR} enfad (°C)	13,4	14,4	14,6	16,9	17,5	20,7	23,0	23,4	23,4	17,4	16,3	15,2
T_s (°C)	14,3	15,3	15,5	17,9	18,6	21,8	23,8	24,2	24,1	18,7	17,3	16,1

Tabla 51: Temperaturas de funcionamiento da la UTA - Vestuarios + Salas actividades

Se calcularán a continuación las condiciones de la mezcla, para ello se utilizan:

$$Q_{imp} \times T_M = Q_{ret} \times T_{ret} + Q_{ren} \times T_{ren}$$

$$Q_{imp} \times W_M = Q_{ret} \times W_{ret} + Q_{ren} \times W_{ren}$$

El resultado obtenido es:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T_M (°C)	14,4	15,5	15,6	17,9	18,5	21,7	23,9	24,3	24,3	18,5	17,2	16,2
T_{MR} (°C)	15,6	16,5	16,6	18,6	19,1	21,8	23,8	24,1	24,0	19,0	17,9	17,1
T_{Menfad} (°C)	14,7	15,6	15,8	17,7	18,3	21,0	23,0	23,3	23,2	18,2	17,1	16,3
W_M(Kg/Kg)	6,6	6,7	7,2	8,4	8,6	10,7	11,8	11,7	11,6	9,5	8,5	7,1

Tabla 52: Temperaturas del aire de mezcla de la UTA - Vestuarios + Salas actividades

Esta diferencia de temperatura y humedad existente entre las condiciones del aire de mezcla y el aire de descarga será la que tenga que compensar la UTA.

II.15.4 Potencia de las baterías para las distintas configuraciones

Se obtienen los siguientes resultados:

INSTALACIÓN SIN RECUPERADOR y CÁMARA DE MEZCLA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	11,1	15,8	15,4	21,1	21,3	35,2	45,5	48,6	51,9	31,1	21,1	16,9
PotBatCA(kW)	28,7	30,0	27,3	24,3	17,8	17,0	15,6	16,8	20,1	24,1	26,6	28,4

Tabla 53: Potencia baterías en instalación sin recuperador y cámara de mezcla

INSTALACIÓN CON RECUPERADOR Y CÁMARA DE MEZCLA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	13,1	17,3	16,9	23,1	23,1	35,4	44,6	46,1	49,0	32,1	23,2	18,8
PotBatCA(kW)	28,7	30,0	27,3	24,3	17,8	17,0	15,6	16,8	20,1	24,1	26,6	28,4

Tabla 54: Potencia baterías en instalación con recuperador y cámara de mezcla

INSTALACIÓN CON ENF. ADIABÁTICO Y RECUPERADOR

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	11,1	14,0	15,4	19,6	23,1	34,8	43,2	45,1	48,0	30,2	20,9	17,9
PotBatCA(kW)	28,7	30,0	27,3	24,3	17,8	17,0	15,6	16,8	20,1	24,1	26,6	28,4

Tabla 55: Potencia baterías en instalación con enfriamiento adiabático y recuperador

INSTALACIÓN 100% Aire Exterior

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	7,7	12,8	12,3	22	22,5	40,5	50,8	52,2	56	31,2	22,9	14,6
PotBatCA(kW)	28,7	30,0	27,3	24,3	17,8	17,0	15,6	16,8	20,1	24,1	26,6	28,4

Tabla 56: Potencia baterías en instalación trabajando con todo aire exterior

La potencia de la batería de frío reflejada se corresponde con la potencia total (sensible + latente). En el caso de la batería de calor sólo aporta calor sensible.

II.15.5 Comparación de instalaciones

Se realiza el mismo análisis que para el caso de la climatización referida a la pista. Habrá que tener en cuenta que los cálculos se realizan para un volumen equivalente al de los 6 vestuarios, la sala multiusos y el gimnasio con los que cuenta la instalación deportiva. Este será el volumen de aire que tendrá que tratar la UTA, luego se repartirá de forma proporcional al volumen de cada recinto.

Se expone a continuación la demanda energética de refrigeración en función de la instalación adoptada como hicimos en el caso anterior:

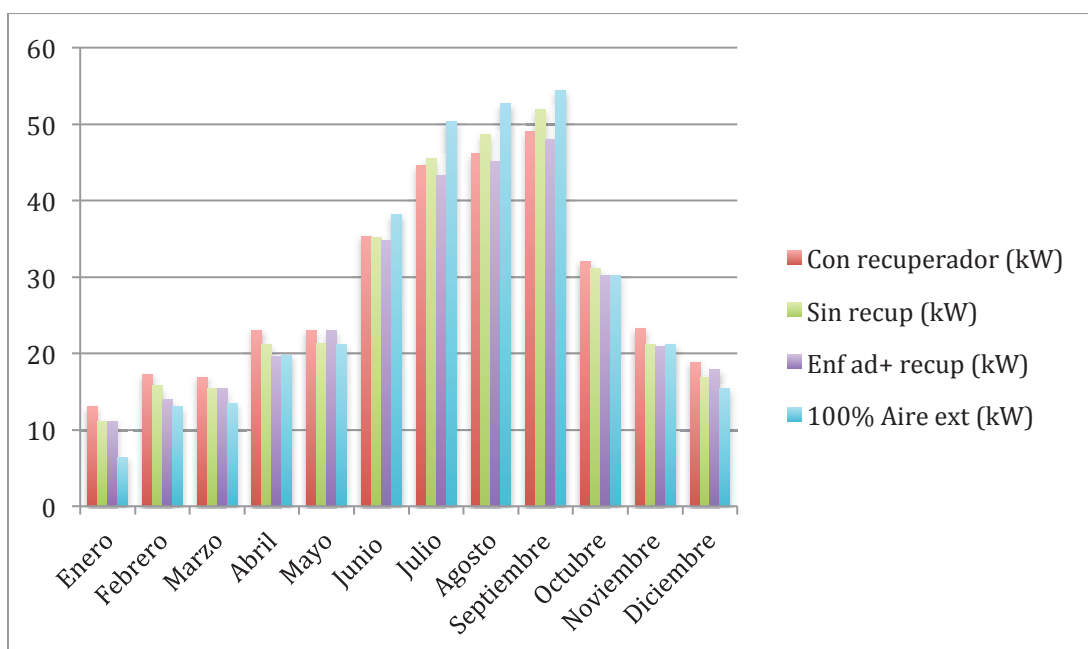


Imagen 31: Comparación distintas instalaciones UTA Vestuarios + Salas actividades

Como se esperaba, se vuelve a producir el efecto obtenido para el caso de la pista. Se representará la temperatura exterior frente a la temperatura interior para comprobar que la conclusión obtenida anteriormente se corrobora en este caso:

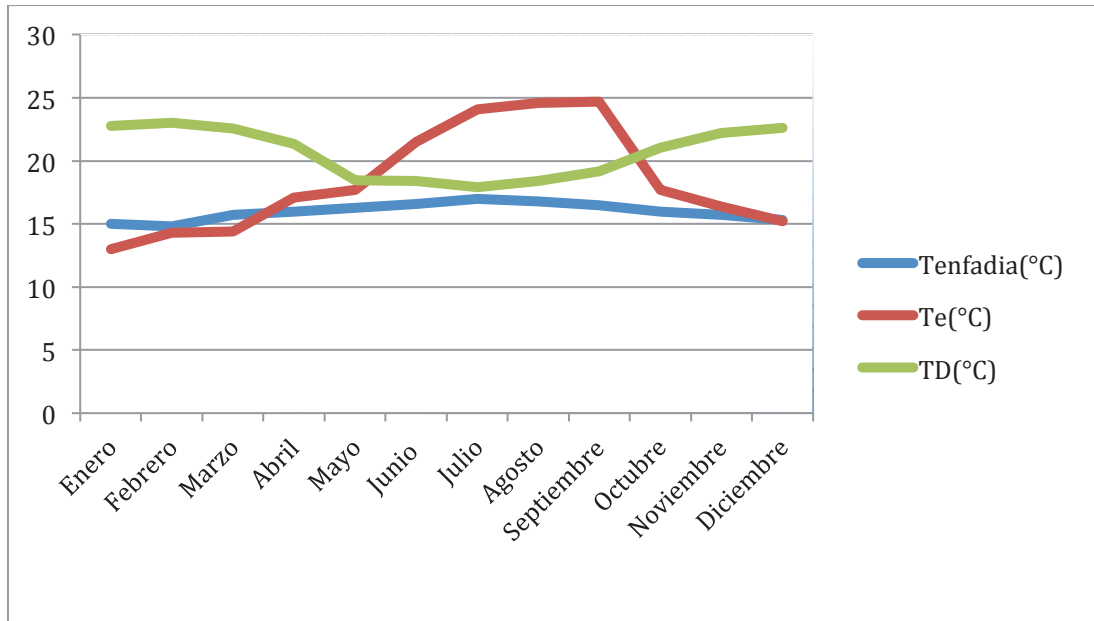


Imagen 32: Comparación temperatura descarga/exterior UTA - Vestuarios + Salas actividades

De nuevo se observa que la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire enfriado adiabáticamente no es suficiente para plantear el uso del recuperador. Se decide la utilización de la configuración con todo aire exterior para todos los meses excepto junio, julio, agosto y septiembre que será más eficiente la opción sin recuperador pero con cámara de mezcla. La recuperación de calor del aire de extracción en la posición inmediatamente posterior a la batería de frío vuelve a ser muy positiva:

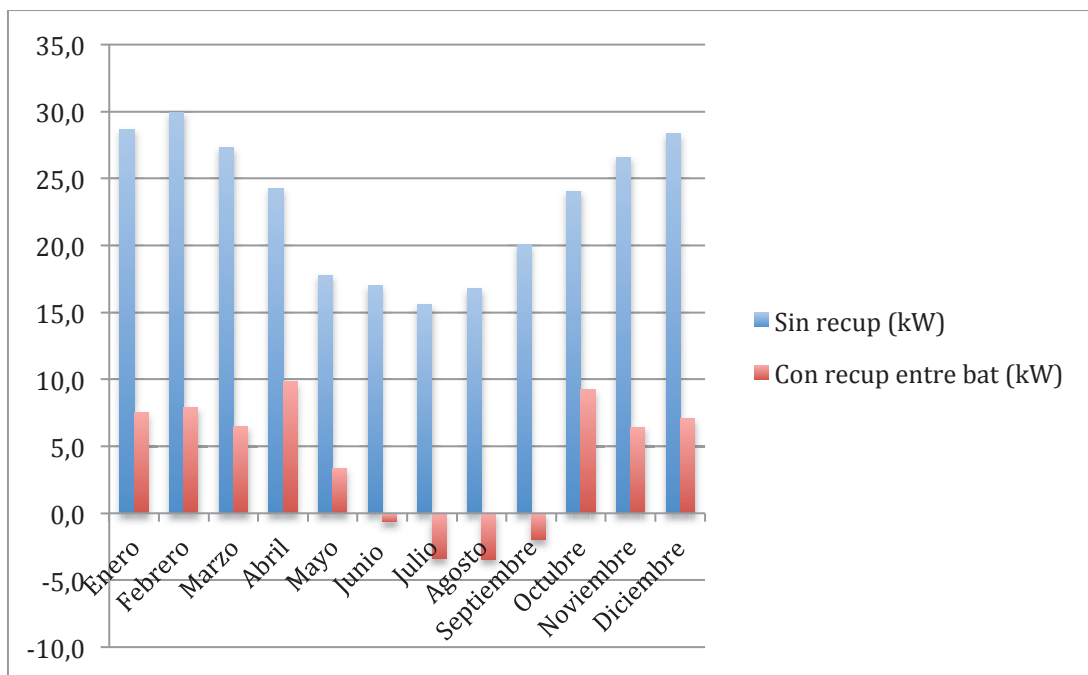


Imagen 33: Comparación UTA - Vestuarios + Salas actividades con/sin recuperador entre baterías

II.16 CONCLUSIONES GENERALES Y RESUMEN ENERGÉTICO

Queda demostrado que lo más eficiente será utilizar el aire exterior sin recuperador ni enfriamiento adiabático durante todo el año menos los meses más cálidos. A efectos prácticos no será posible utilizar estos sistemas ya que el gasto de los ventiladores sería superior a la ganancia térmica. Además entre dos gases para que el intercambio sea efectivo debe haber entre ellos un salto térmico de un mínimo de 10 °C.

Se concluye que lo más eficiente, en general, será controlar la entalpía del aire exterior e interior y proceder de la manera más eficiente posible. Se decidirá que caudal de aire exterior introducir y si será beneficioso su paso por el recuperador o no. Por supuesto, las opciones estudiadas serán de aplicación eficiente a lo largo del día si tenemos en cuenta la variación de temperatura y humedad que se produce en el exterior. En este estudio se toman unas condiciones externas constantes que no reflejan la variabilidad de condiciones exteriores.

El resumen de las necesidades para cada UTA, realizada la elección de las configuraciones más eficientes es la siguiente:

UTA 1 – PISCINA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	43,4	27,9	0,0	0,0	0,0	0,0
PotBatCA(kW)	41,7	41,7	36,3	29,3	23,1	17,6	27,7	23,1	17,7	23,9	34,7	41,7

Tabla 57: Demanda UTA - piscina con la configuración más eficiente

Se comprueba que la mayor parte del año no hace falta deshumectar por lo que no existe necesidad de enfriar. Sólo en julio y agosto nos enfrentamos a este fenómeno. Se reflejan las necesidades para la instalación mas eficiente.

UTA 2 – PISTA

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	102	134	117	150	121	165	180	172	172	148	144	118
PotBatCA(kW)	42	47	38	20	11	0	0	0	0	0	21	33

Tabla 58: Demanda UTA - pista con la configuración más eficiente

UTA 3 – Vestuarios + Salas actividades

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
PotBatFR(kW)	6,3	13,1	13,4	19,8	21,1	35,2	45,5	48,6	51,9	30,2	21,1	15,4
PotBatCA(kW)	7,53	7,90	6,47	9,81	3,37	0	0	0	0	9,22	6,43	7,06

Tabla 59: Demanda UTA - Vestuarios + Salas actividades con la configuración más eficiente

II.17 BATERÍAS DE FRÍO Y CALOR

Se trata de cuantificar la cantidad de energía que se deberá aportar a la UTA para que modifique las condiciones del aire hasta las condiciones de descarga establecidas. Se realizarán los cálculos para la configuración más eficiente obtenida en apartados anteriores.

Las baterías son intercambiadores de calor por donde circulará agua tratada previamente en una enfriadora.

Las tuberías de agua que conectan a los serpentines, tanto fría como caliente, deben tener válvulas motorizadas de manera que la temperatura (agua mezclada) o el caudal (válvula partidora de tres vías) de agua sea proporcional a lo requerido por los termostatos o entalpímetros, según sean los elementos de control.

Hay que tener en cuenta que para enfriar el aire hasta una determinada temperatura, el agua debe llegar a la batería a una temperatura inferior. Teóricamente se produce un enfriamiento sensible hasta la saturación y sigue por la línea de 100% HR hasta la temperatura de la batería. Sin embargo, se produce una mezcla del aire tratado y el que no se trató en los porcentajes marcados por el Factor de Bypass (FB). Siendo éste [16]:

$$FB = \frac{M_{\text{aire no tratada}}}{M_{\text{aire total}}}$$

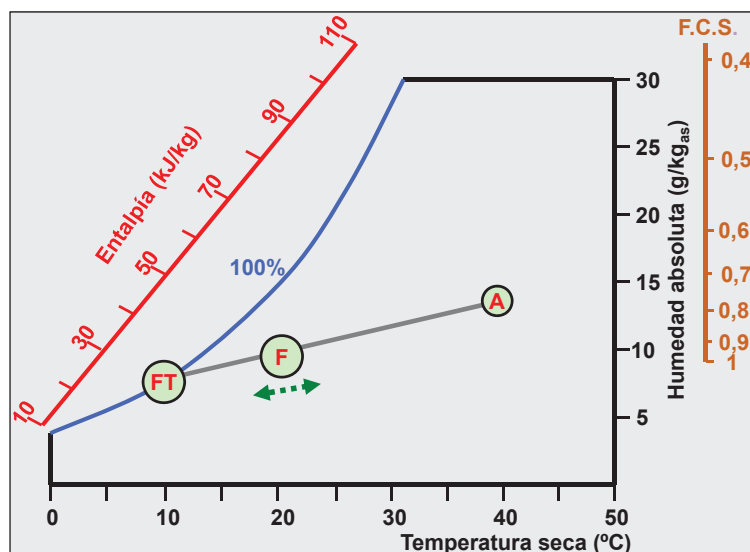


Imagen 34: Factor de bypass de un intercambiador [16]

Este valor dependerá de las características de la batería:

- nº de filas
- aletas
- Separación entre filas
- Separación entre aletas
- Velocidad del aire

II.17.1 Método de la eficiencia. NTU y eficiencia del intercambiador.

Utilizaremos este método para conocer los intercambios energéticos que se producirán en las baterías de las unidades de tratamiento de aire. Para ello nos centraremos en conocer las temperaturas de los fluidos que entran en juego (aire-agua) y su flujo másico [20].

El método de la eficiencia es muy útil cuando se conocen la descripción física del intercambiador y las temperaturas de entrada de los fluidos pero se desconocen las de salida. Haciendo uso del concepto de eficacia del intercambiador definido como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Velocidad real de transferencia de calor en el intercambiador}}{\text{Velocidad máxima posible de transferencia de calor}}$$

Se trata de comparar la velocidad real de transferencia, con la velocidad de transferencia máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita. Esta transferencia máxima se puede expresar como:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{C1} - T_{F1})$$

Donde

C_{min} Capacidad térmica de flujo menor, establece el límite de transferencia

T_{C1} Temperatura a la entrada del fluido caliente

T_{F1} Temperatura a la entrada del fluido frío

En este caso, si no existen pérdidas térmicas, se podrían dar dos sucesos:

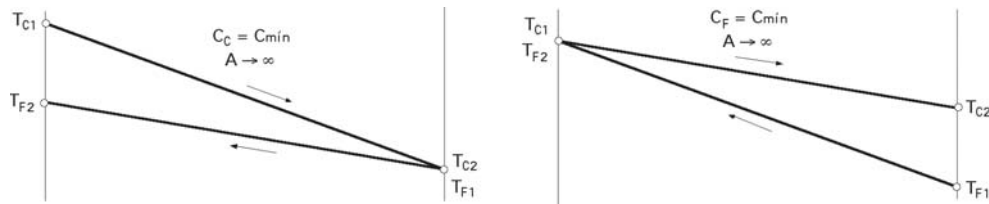


Imagen 35: Flujos paralelos en contracorriente con superficie de intercambio infinita [20]

Y en ambas situaciones la eficiencia es del 100%, una vez conocida ésta ya se podrían calcular las temperaturas de salida y la velocidad de transferencia mediante la expresión:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{C1} - T_{F1}) = C_F(T_{F2} - T_{F1}) = C_C(T_{C1} - T_{C2})$$

Si conocemos la geometría del intercambiador A, su coeficiente global de transmisión de calor U, las velocidades del flujo y las capacidades caloríficas de los fluidos, podremos conocer las temperaturas de salida.

Para calcular la eficiencia vamos a utilizar la expresión referente a los intercambiadores de flujo cruzado sin mezcla de fluidos:

$$\text{Flujos cruzados sin mezcla: } \varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU^{0,22}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}}\right) \left(1 - e^{-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU^{0,78}}\right)$$

Donde

NTU Medida del valor de la capacidad de transferencia de calor del intercambiador

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

Las soluciones aparecen en la siguiente gráfica:

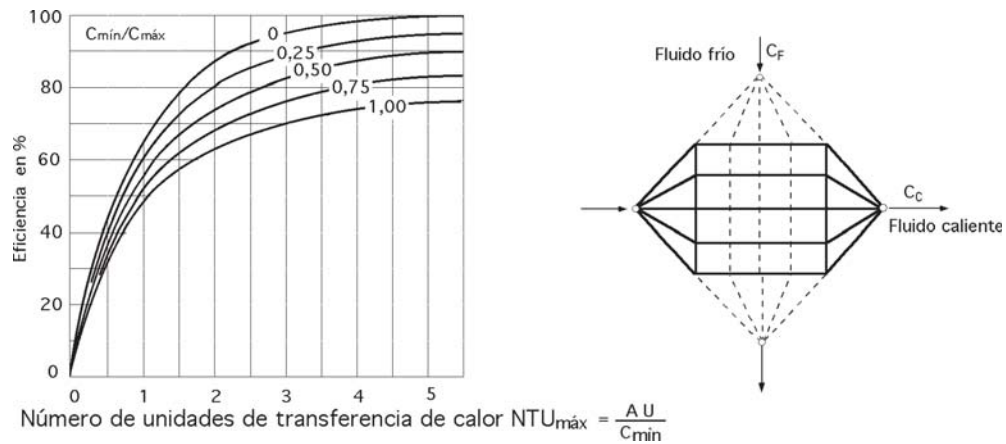


Imagen 36: Flujo cruzado con ambos fluidos sin mezcla [20]

Necesitamos calcular el valor $NTU_{m\acute{a}x}$. Para ello, vamos a plantear la ecuación del coeficiente de transferencia térmica global entre dos fluidos separados por una pared cilíndrica:

$$UA = \frac{1}{\sum_{j=1}^{j=3} R_j} = \frac{1}{\frac{1}{h_c A_e} + \frac{\ln \phi_e / \phi_i}{2\pi k L} + \frac{1}{h_F A_i}}$$

Teniendo en cuenta que el valor de U viene determinado casi completamente por la resistencia térmica en la película agua/sólido podremos plantear [20]:

$$U = h_F$$

Donde

h_F Coeficiente de convección del agua

A su vez este coeficiente se puede despejar del coeficiente básico de la transferencia de calor por convección, N° de NUSSELT:

$$Nu = \frac{h_F \phi}{k}$$

Siendo éste:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

n 0,3 si fluido calentándose o 0,4 si enfriándose

El número de Reynolds es el cociente entre las fuerzas de inercia y las de viscosidad:

$$Re = \frac{v \phi}{\nu}$$

Partiendo de los datos del catálogo del intercambiador calculamos el coeficiente de convektividad para cada batería de frío y de calor. Ahora se procede al cálculo de la eficiencia.

Los caudales del agua fría que proviene de la planta enfriadora se fijan respecto a las especificaciones técnicas. Posteriormente en base a la imagen 36 se calcula la eficiencia de cada batería.

UTA - PISCINA

$$C_F = 20000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 83600 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max} = C_F$$

$$C_C = 27804,6[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 27804,6 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min} = C_C$$

Utilizamos gráfica:

$$NTU = 1,43$$

$$C_{\min}/C_{\max} = 0,33$$

$$\varepsilon = 0,6$$

UTA - PISTA

$$C_F = 18000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 75240[\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max} = C_F$$

$$C_C = 25668[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 25668 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min} = C_C$$

Utilizamos gráfica:

$$NTU = 1,45$$

$$C_{\min}/C_{\max} = 0,34$$

$$\varepsilon = 0,72$$

UTA – VESTUARIOS+GIMNASIO

$$C_F=8000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 33440 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max}=C_F$$

$$C_C=6912[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 6912 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min}=C_C$$

Utilizamos gráfica:

$$\text{NTU}=1,9$$

$$C_{\min}/C_{\max}=0,2$$

$$\varepsilon=0,69$$

CÁLCULOS EFICIENCIA BATERÍA DE CALOR

UTA - PISCINA

$$C_C=12000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 50160 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max}=C_C$$

$$C_F=27804,6[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 27804,6 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min}=C_F$$

Utilizamos gráfica:

$$\text{NTU}=1,26$$

$$C_{\min}/C_{\max}=0,55$$

$$\varepsilon=0,7$$

UTA - PISTA

$$C_C=10000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 41800 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max}=C_C$$

$$C_F=25668[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 25668 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min}=C_F$$

Utilizamos gráfica:

$$\text{NTU}=1,25$$

$$C_{\min}/C_{\max}=0,6$$

$$\varepsilon=0,68$$

UTA – VESTUARIOS+GIMNASIO

$$C_C=3000[\text{kg/h}] \cdot 4,18[\text{kJ/kgK}] = 12540 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\max}=C_C$$

$$C_F=6912[\text{kg/h}] \cdot 1[\text{kJ/kgK}] = 6912 [\text{kJ/hK}] \rightarrow C_{\min}=C_F$$

Utilizamos gráfica:

$$NTU=1,5$$

$$C_{\min}/C_{\max}=0,55$$

$$\varepsilon=0,73$$

En resumen:

		U (W/km ²)	ε
Batería de Frío	Piscina	19733	0,69
	Pista	10898	0,72
	Vestuarios + Gimnasios	15752	0,74
Batería de Calor	Piscina	24306	0,7
	Pista	24760	0,68
	Vestuarios + Gimnasios	20676	0,73

Tabla 60: Coeficiente global de transmisión de calor y eficiencia baterías

II.17.2 Cálculo de las temperaturas de trabajo

Se procede ahora al cálculo de las temperaturas de trabajo de las baterías utilizando la expresión del método de la eficiencia. Conocemos a que temperatura entra el aire en cada batería y a que temperatura sale.

Además ya conocemos la eficiencia de cada batería, podremos calcular las temperaturas del agua que tiene que llegar a las baterías para cumplir con las exigencias del aire.

UTA – PISCINA

MES		I		II		III		IV		V		VI	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de Calor	AIRE	24,3	31,1	24,7	31,4	24,9	30,8	25	30	25,2	29,2	26,32	28,6
	AGUA	34,01	30,32	34,27	30,63	33,33	30,12	32,14	29,43	30,91	28,74	29,58	28,34

Tabla 61: Temperaturas de trabajo baterías UTA-piscina (I-VI)

MES		VII		VIII	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de FRÍO	AIRE	21	17,5	20,8	17,5
	AGUA	11,6	13,5	14,8	16
Batería de CALOR	AIRE	25	28,1	25,1	28,6
	AGUA	30,1	28,2	29,4	27,8

Tabla 62: Temperaturas de trabajo baterías UTA-piscina (VII-VIII)

MES		IX		X		XI		XII	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de Calor	AIRE	26,6	28,9	25,2	29,1	25	30	24,95	30,8
	AGUA	29,89	28,64	30,77	28,65	32,14	29,43	33,31	30,13

Tabla 63: Temperaturas de trabajo baterías UTA-piscina (IX-XII)

UTA – PISTA

MES		I		II		III		IV		V		VI	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
BatFRÍO	AIRE	13	3	14,3	2,8	14,4	4	17,1	5	17,7	6,5	20,8	7,2
	AGUA	-6,9	-2	-11,8	-5,4	-8,4	-2,8	-12,2	-5	-5,9	-0,1	-10,4	-2,5
BatCALOR	AIRE	16,02	21,8	15,72	22,2	16,60	21,7	17,45	20,1	18,10	19,6	-	-
	AGUA	24,70	21,1	25,51	21,4	24,34	21,1	21,49	19,8	20,40	19,4	-	-

Tabla 64: Temperaturas de trabajo baterías UTA -pista (I-VI)

MES		VII		VIII		IX		X		XI		XII	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de FRÍO	AIRE	13	8,8	14,3	8	14,4	7,2	17,1	6	16,4	5	15,2	4,3
	AGUA	-11,3	-2,7	-9,9	-1,6	-10,2	-1,9	-10	-3	-11,3	-4,8	-8,8	-2,1
Batería de CALOR	AIRE	-	-	-	-	-	-	-	-	17,30	20,2	17,07	21,6
	AGUA	-	-	-	-	-	-	-	-	21,71	19,8	23,82	21

Tabla 65: Temperaturas de trabajo baterías UTA-pista (VIII-XII)

UTA – VESTUARIOS + SALAS ACTIVIDADES

MES		I		II		III		IV		V		VI	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de FRÍO	AIRE	13	8,2	14,3	7,8	14,4	8,7	17,1	9	17,7	9,4	21,7	9,8
	AGUA	8,2	8,9	4,4	5,8	4,2	5,7	2,2	4,3	1,7	4	-4,9	-1

Batería de CALOR	AIRE	18,95	22,8	19,02	23,0	19,28	22,6	16,36	21,3	16,73	18,4	-	-
	AGUA	24,32	22,2	24,65	22,4	23,90	22	23,36	20,5	19,13	18,2	-	-

Tabla 66: Temperaturas de trabajo baterías UTA-Vestuarios + salas (I-VI)

MES		VII		VIII		IX		X		XI		XII	
Temperatura		T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de FRÍO	AIRE	23,9	10	24,3	9,9	24,3	9	18,5	8,8	17,2	8,7	16,2	8,2
	AGUA	-10,5	-5,5	-12,4	-7,1	-14,8	-9,3	-5,1	-1,8	0,4	2,7	3,6	5,3
Batería de CALOR	AIRE	-	-	-	-	-	-	16,35	21	18,95	22,2	19,04	22,6
	AGUA	-	-	-	-	-	-	22,93	20,3	23,54	21,7	24,07	22

Tabla 67 : Temperaturas de trabajo baterías UTA-Vestuarios + salas (VII-XII)

Hay meses en los que simplemente con el calor aportado por el recuperador entre baterías es suficiente para alcanzar la temperatura de descarga, sobre todo en los meses de verano en los que la temperatura de impulsión no es muy alta. Se reflejan en el gráfico la temperatura de descarga y la temperatura obtenida en la salida del recuperador entre baterías:

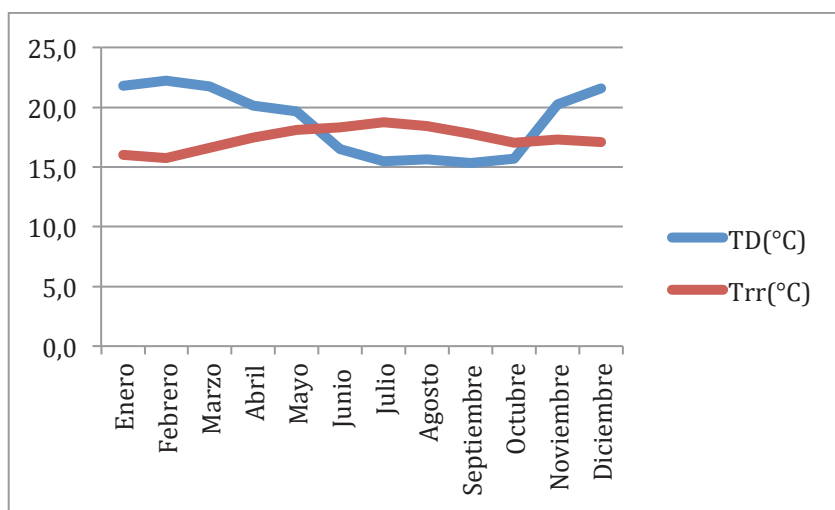


Imagen 37: Comparación temperatura de descarga/aire post recuperador

II.18 PLANTA ENFRIADORA AGUA – AGUA CON RECUPERACIÓN

Será la unidad encargada de enfriar el agua necesaria para deshumectar el aire en la batería. El evaporador, es un intercambiador (mejor de tubos) en contracorriente. Se estudiará si en algún caso se puede aprovechar el agua caliente del condensador. Como hemos calculado anteriormente las temperaturas de agua que tienen que llegar a la batería para conseguir las condiciones del aire que demanda nuestra instalación, ahora seremos capaces de cuantificar la potencia de enfriamiento que tiene que aportar la planta enfriadora. También en base a las temperaturas de trabajo de la batería de calor, podremos conocer el aprovechamiento o no, de la energía producida en el lado del condensador de la máquina.

El esquema de la máquina utilizada es el siguiente:

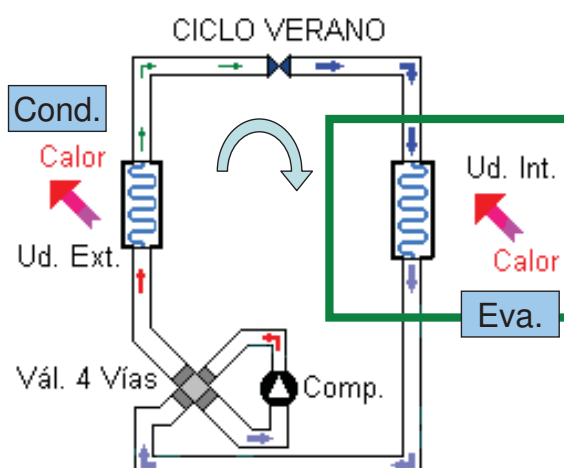


Imagen 38: Bomba de calor [16]

Y su expresión matemática general de funcionamiento:

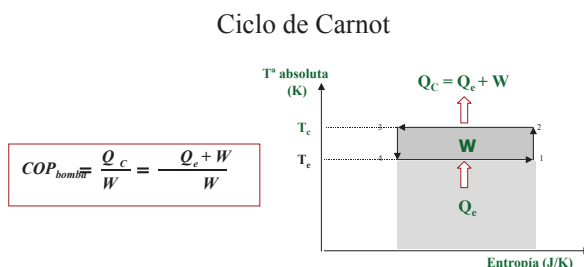


Imagen 39: Funcionamiento de la bomba de calor [16]

II.18.1 Piscina

En el caso de la piscina como tendremos 10 meses en los que deshumectamos con aire exterior, en ese periodo sólo tenemos que calentar el aire. El resto del año sí nos hará falta deshumectar por enfriamiento. Se elige una bomba que aporte calor en un periodo y frío en el otro.

II.18.1.1 Refrigeración

Para deshumectar el aire correspondiente a la climatización de la piscina, necesitamos enfriar hasta los 17,5°C correspondientes a la temperatura del rocío del aire en las condiciones de humedad específica de descarga en el interior del local (12,5 g/kg). Para ello, según el funcionamiento de la batería de frío descrito anteriormente, en el mes de Julio habrá que enfriar el agua hasta 11,6°C y volverá a 13,5°C utilizando para ello un caudal de agua de 20000 kg/h. En agosto el agua tendrá que llegar a la batería de frío a 14,8°C y volverá a 16°C. Esto nos permite calcular la potencia de enfriamiento que nos debe aportar la planta:

$$P_{planta\ enf} = \dot{m} C_p (T_e - T_s)$$

Será exactamente la misma potencia que demandaba el aire. Ahora nos interesa conocer que energía se podrá aprovechar en el lado del condensador. Para ello se elige una bomba de calor que cubre las necesidades de frío y calor incluso en las condiciones mas desfavorables, con las siguientes características nominales [21]:

- Capacidad calorífica: 88,4 kW
- COP: 5,46
- Capacidad frigorífica: 72,2 kW

En nuestro caso, con las condiciones de entrada y salida del agua, la planta enfriadora tendrá las siguientes características de funcionamiento:

ESEER (índice europeo de eficiencia energética estacional)

Carga, %	Temperatura de entrada de agua en el condensador, °C	Eficiencia energética	Tiempo de funcionamiento, %
100	30	EER ₁	3
75	26	EER ₂	33
50	22	EER ₃	41
25	18	EER ₄	23
ESEER = EER ₁ x 3% + EER ₂ x 33% + EER ₃ x 41% + EER ₄ x 23%			

Imagen 40: Índice europeo de eficiencia energética estacional de la bomba [21]

$$ESEER = Q_f / W \cong 4,73 \text{ kW/kW}$$

Siendo el ESEER, el factor de eficiencia energética estacional, que se define como la eficiencia energética estacional de una unidad, calculada para la demanda anual de refrigeración y determinada por unas condiciones climáticas específicas dadas en la norma UNE-EN 14825:2014.

Nosotros conocemos la potencia de enfriamiento que necesitamos por lo que ya podemos conocer la potencia absorbida por el compresor y mediante la ecuación del ciclo de Carnot, la potencia calorífica que aporta la máquina:

$$Q_c = Q_f + W$$

Otro dato del catálogo es la temperatura de entrada del agua en el condensador, esto nos permitirá saber la temperatura a la que sale el agua del condensador mediante la expresión:

$$Q_c = \dot{m} C_p (T_e - T_s)$$

Siendo

T_e Temperatura del agua a la entrada del condensador

T_s Temperatura del agua a la salida del condensador

De esta forma sabremos si es posible utilizar ese agua para la batería de calentamiento.

Comparamos la temperatura que demanda la batería de calor y las temperaturas de trabajo del condensador para valorar su posible uso y efectivamente se comprueba su validez.

MES	VII		VIII	
Temperatura	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Batería de Calor	30,1	28,2	29,4	27,8
Condensador	30	33,8	30	32,4

Tabla 68: Comparación temperatura de trabajo batería de calor/condensador bomba

La entrada de la batería se corresponde con la salida del condensador y viceversa.

II.18.1.2 Calefacción

Durante el resto del año sólo se necesita calentar el agua, nos interesa fijar las condiciones de trabajo en el condensador más favorables posibles y en lado del evaporador se realizará el intercambio con el exterior. estas son [21]:

- COP=6,38
- T^a de salida del agua del condensador = 35 °C
- T^a de entrada del agua en el condensador =18 °C

Esto nos permite obtener la potencia absorbida por la máquina.

II.18.1.3 Resultados y conclusiones

Para los meses en los que no hace falta deshumectar (todos menos julio y agosto) se representa la potencia demandada por el compresor de la bomba con el fin de aportar el calor necesario en la batería de calentamiento.

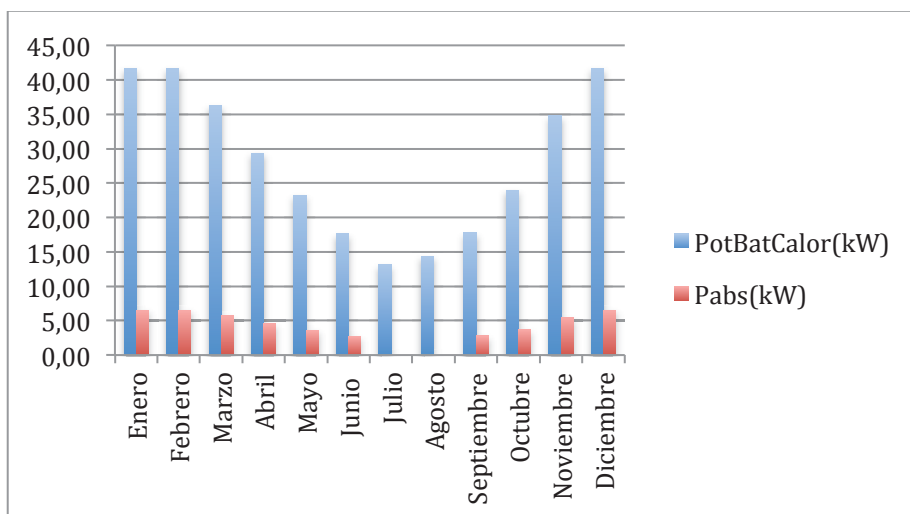


Imagen 41: Consumo mensual bomba de calor

Por otra parte, para los meses de julio y agosto, se representa la demanda de enfriamiento para deshumectar, la demanda de calor, el calor aportado por la bomba y el consumo del compresor. Se realiza este cálculo para distintos porcentajes de aire de retorno y aire de renovación.

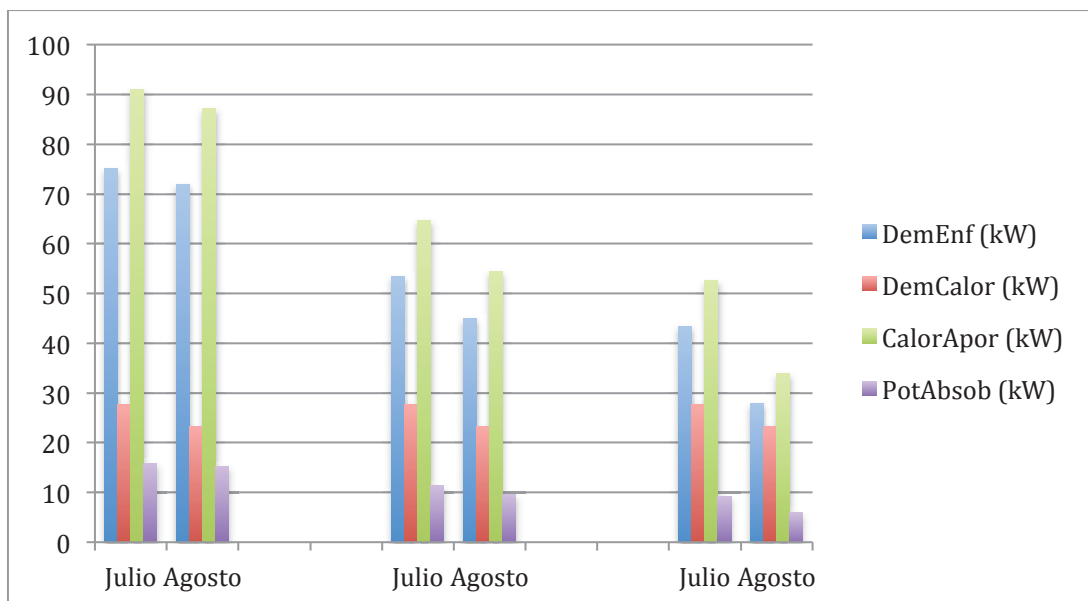


Imagen 42: Funcionamiento de la bomba con distintos caudales

En el primer caso el ratio es 50% aire de renovación, 50% aire de extracción. En el segundo un 80% de renovación y un 20% de extracción. Y finalmente todo aire exterior. Una vez más la conclusión es que si hay que deshumectar por enfriamiento las condiciones exteriores son mejores que las que pueda aportar el aire del interior.

Por otro lado se observa que teniendo en cuenta que la potencia de enfriamiento se va a cubrir en su totalidad, el funcionamiento de la máquina nos va a permitir obtener sobradamente el calor necesario en la batería de calentamiento. Además ya se ha comprobado que las temperaturas de trabajo del condensador son aptas para su utilización en el calentamiento del agua de la piscina, esto se cuantificará posteriormente al realizar el balance energético.

II.18.2 Pista

En este caso durante todo el año tendremos que deshumectar por lo que la máquina funcionará en modo refrigeración y cuantificaremos la energía aprovechable generada en el condensador. Las temperaturas de rocío que nos permitirán deshumectar por enfriamiento se encuentran en un rango entre 3 y 8,8°C.

Siguiendo el criterio establecido para el caso anterior, elegimos una máquina con unas características que nos permitan funcionar en las peores condiciones posibles. Esta planta contará con las siguientes características nominales (Unidad 30RW-185 especificaciones técnicas):

- ESEER=5,06
- Temperatura de agua de entrada en el condensador = 30°C
- Temperatura de agua de salida del evaporador = 5°C

Se tiene en cuenta que nuestra máquina tendrá que funcionar con temperaturas de salida del agua por debajo de 0°C, esta máquina ofrece esa posibilidad siendo su intervalo de funcionamiento:

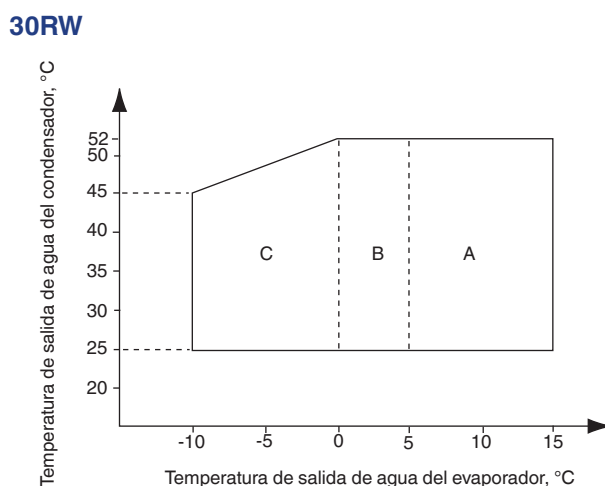


Imagen 43: Límites de funcionamiento planta enfriadora pista [21]

Con estos datos ya estamos en disposición de obtener tanto el trabajo desarrollado por el compresor como la posibilidad de aporte calorífico simultáneo al enfriamiento.

II.18.2.1 Resultados y conclusiones

En el recinto de la pista polideportiva la demanda de enfriamiento será muy alta ya que es un volumen muy grande y las condiciones del local exigen un 50% de humedad relativa.

Se vuelve a representar para cada mes la demanda de enfriamiento y de calor por parte de las baterías, el calor aportado por la bomba y la energía consumida por la bomba en su funcionamiento.

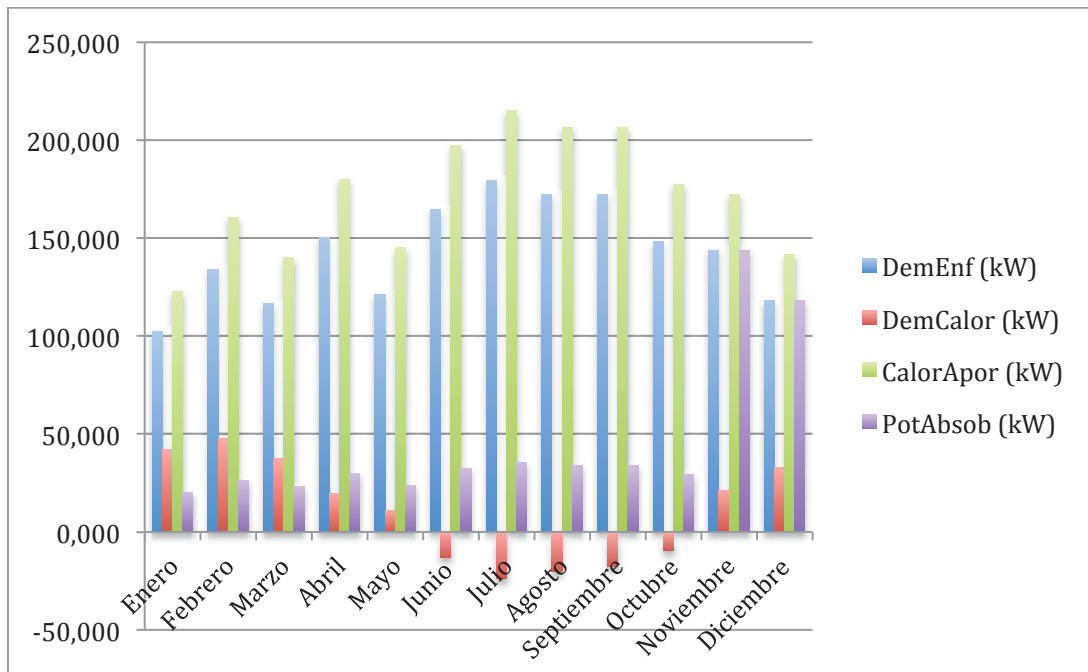


Imagen 44: Funcionamiento planta enfriadora pista

Por supuesto la demanda de enfriamiento se cubre siempre. Sin embargo, se representa este gráfico para reflejar como la enfriadora aporta calor a la vez que enfría y como ese calor generado cumple con las necesidades de calentamiento del aire en la UTA. Incluso se produce un exceso de calor que podrá ser aprovechado en otras aplicaciones.

En los meses de verano la demanda de calor aparece negativa porque con el recuperador del calor del aire de extracción situado entre las baterías ya se alcanzaba la temperatura de descarga, no hace falta calentar.

II.18.3 Vestuarios + Salas de actividades

Para este recinto se sigue el mismo esquema que para el de la pista, siendo la máquina elegida de menor tamaño. En este caso las características de la planta enfriadora son [21]:

- ESEER = 5,32
- Temperatura de agua de entrada en el condensador = 35°C
- Temperatura de agua de salida del evaporador = 5°C

II.18.3.1 Resultados y conclusiones

Los resultados se reflejan a continuación para los vestuarios, la sala polivalente y los gimnasios:

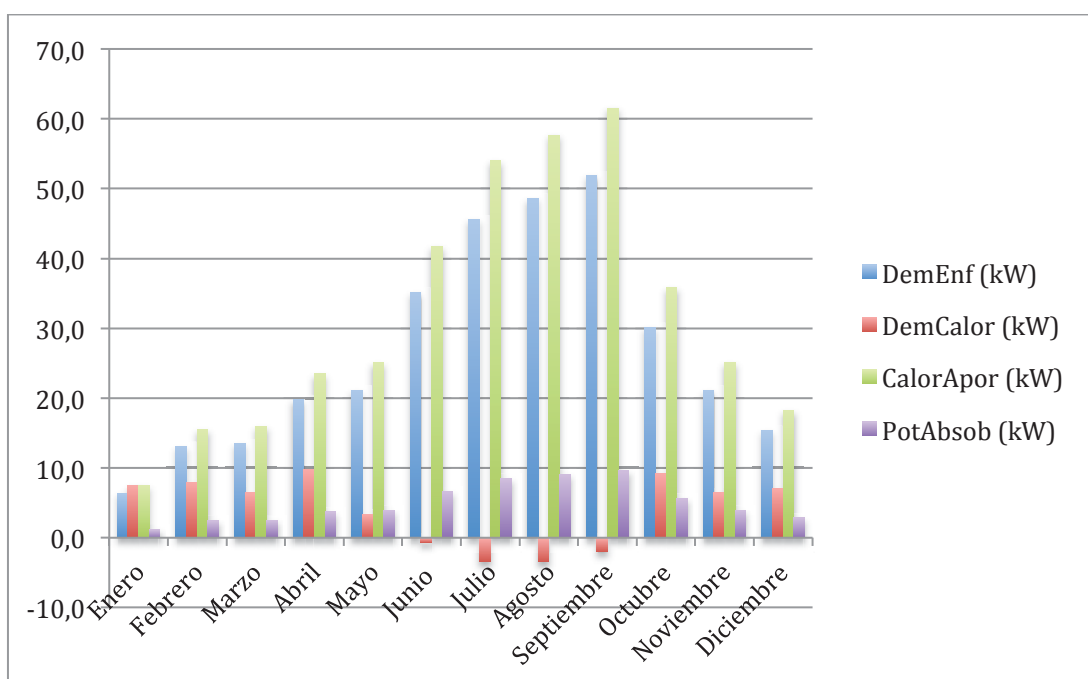


Imagen 45: Funcionamiento planta enfriadora vestuarios + salas actividades

Se confirma que la enfriadora será capaz de aportar el calor necesario para calentar el aire en la UTA después del enfriamiento para deshumectar. Lo conseguirá todos los meses y tendremos un exceso de calor que habrá que aprovechar. Vuelven a aparecer demandas de calor negativas en los meses de verano debido a que no hace falta calentar el aire, se consigue con el recuperador entre baterías.

Finalmente, realizar alguna consideración en el empleo de la bomba de calor. Al requerir temperaturas de agua del foco frío cercanas a 0°C, la temperatura de la superficie del evaporador será inferior a la temperatura de congelación del agua y, por lo tanto, el vapor de agua condensado sobre la misma se congelará, siendo necesarios unos períodos de desescarche para no perder la capacidad de transferencia de calor del citado evaporador.

Otra opción para enfriar el aire podría ser el uso de una planta enfriadora aire-agua. Estas instalaciones tienen la ventaja de simplificar los circuitos hidráulicos aunque en cuanto a consumo energético es muy similar al caso ya estudiado [8]. Además con la elección de una planta refrigerada por agua será más eficiente el aprovechamiento del calor excedente.

II.19 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Un sistema solar está constituido por el colector solar, el subsistema de almacenamiento, el de transporte de energía (tuberías, bombas, intercambiadores) y el de utilización o consumidor de la energía solar captada. En su diseño hay que tener en cuenta que, tan importante como la correcta selección de los elementos integrantes de cada subsistema, es la correcta integración de todos ellos en el sistema y la selección de las estrategias de regulación control y operación.



Imagen 46: Componentes de una instalación solar [1]

El colector solar térmico es el encargado de captar la radiación solar y convertir su energía en energía térmica, de manera que se calienta el fluido de trabajo que ellos contienen.

Toda la energía que incide sobre el colector solar no puede ser considerada como energía útil, de manera que, al mismo tiempo que se produce el calentamiento del fluido de trabajo, una parte de esta energía se pierde por conducción, convección y radiación, generándose un balance energético entre la energía incidente (en forma de radiación solar) y las pérdidas térmicas, obteniendo como resultado una potencia útil del colector solar.

Estas pérdidas de calor crecen con la temperatura del fluido de trabajo, hasta que llega un momento de equilibrio en el que se cumple que la energía captada es igual a las pérdidas, alcanzándose en ese momento la temperatura de estancamiento del colector. En la mayoría de los colectores, esta temperatura de estancamiento o de equilibrio se alcanza a unos 150 - 200°C.

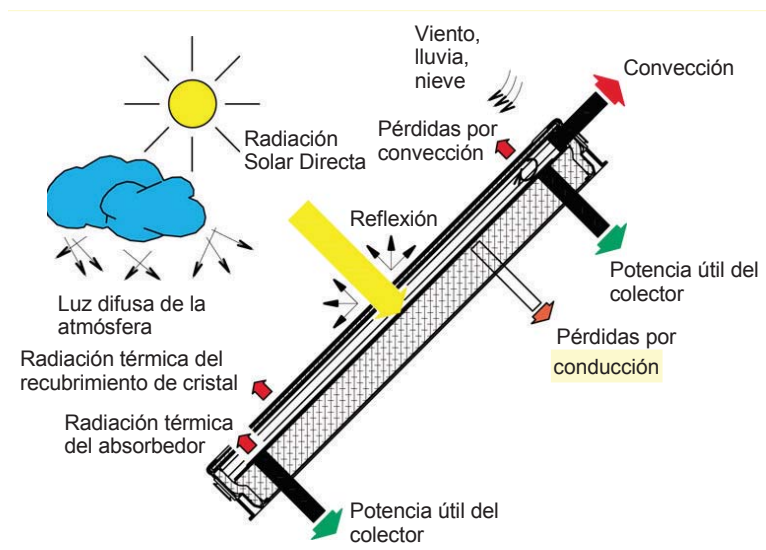


Imagen 47: Balance energético en un colector solar [1]

La contribución solar mínima para el caso de Cantabria, al estar en la zona climática I, es del 30% anual. Esto se refiere a las necesidades tanto de ACS como de renovación del agua del vaso de la piscina.

	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
Piscinas cubiertas	30	30	50	60	70

Tabla 69: Contribución solar mínima según zonas climáticas [5]

Se obtiene ahora el aporte energético que podremos obtener cada mes gracias a la fuente de calor solar y comprobaremos que parte de las necesidades se pueden cubrir con ella.

II.19.1 Cálculos energía solar

La energía proveniente del sol se aprovechará para suplir parte de las necesidades energéticas de la instalación. Concretamente tanto las necesidades de agua caliente en la piscina como las necesidades de ACS en el edificio. Se obtendrá la cobertura para cada mes que será posible cubrir.

II.19.1.1 Necesidades energéticas

Se reflejan en una tabla las necesidades energéticas del agua del vaso cada mes:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Total (MJ)	148571	128115	134711	117070	116005	99525	92712	94860	94878	119444	125450	142997

Tabla 70: Necesidades energéticas agua del vaso de la piscina

Y el volumen y energía de ACS necesario:

$$V_{ACS} = 21 \times 210 = 4410 \text{ l/día}$$

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Total (MJ)	29687	26298	27974	25967	26261	24862	25120	25691	25414	26832	27072	29687

Tabla 71: Necesidades energéticas para producir ACS

La contribución solar mínima anual para nuestra instalación tendrá que ser al menos del 30% respecto a la energía demandada por la renovación del agua del vaso y la producción de ACS. Se refleja la demanda anual en la siguiente tabla:

	Renovación	ACS	TOTAL ANUAL
Edem (MJ)	515579,4	320864,7	836444,1

Tabla 72: Demanda energética total del agua

II.19.1.2 Cálculo de la superficie de captación y acumulación

Lo primero será obtener la energía que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal y posteriormente en función del rendimiento de nuestro panel podremos calcular la superficie necesaria.

Energía incidente

En un día medio de cada mes la energía incidente en mega julios es:

		ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
1	ÁLAVA	4,6	6,9	11,2	13	14,8	16,6	18,1	17,3	14,3	9,5	5,5	4,1	11,3
2	ALBACETE	6,7	10,5	15	19,2	21,2	25,1	26,7	23,2	18,8	12,4	8,4	6,4	16,1
3	ALICANTE	8,5	12	16,3	18,9	23,1	24,8	25,8	22,5	18,3	13,6	9,8	7,6	16,8
4	ALMERÍA	8,9	12,2	16,4	19,6	23,1	24,6	25,3	22,5	18,5	13,9	10	8	16,9
5	ASTURIAS	5,3	7,7	10,6	12,2	15	15,2	16,8	14,8	12,4	9,8	5,9	4,6	10,9
6	ÁVILA	6	9,1	13,5	17,7	19,4	22,3	26,3	25,3	18,8	11,2	6,9	5,2	15,1
7	BADAJOS	6,5	10	13,6	18,7	21,8	24,6	25,9	23,8	17,9	12,3	8,2	6,2	15,8
8	BALEARES	7,2	10,7	14,4	16,2	21	22,7	24,2	20,6	16,4	12,1	8,5	6,5	15
9	BARCELONA	6,5	9,5	12,9	16,1	18,6	20,3	21,6	18,1	14,6	10,8	7,2	5,8	13,5
10	BURGOS	5,1	7,9	12,4	16	18,7	21,5	23	20,7	16,7	10,1	6,5	4,5	13,6
11	CÁCERES	6,8	10	14,7	19,6	22,1	25,1	28,1	25,4	19,7	12,7	8,9	6,6	16,6
12	CÁDIZ	8,1	11,5	15,7	18,5	22,2	23,8	25,9	23	18,1	14,2	10	7,4	16,5
13	CANTABRIA	5	7,4	11	13	16,1	17	18,4	15,5	13	9,5	5,8	4,5	11,3

Tabla 73: Energía solar incidente por provincias [22]

Estos valores sufren correcciones por varios motivos, en este caso estudiamos tres.

- Corrección ambiental

Los valores de esta tabla (H) se corrigen en función del emplazamiento del edificio dependiendo de si hay o no polución ambiental:

$$H_c = a H$$

Donde $a = 0,95 \dots 1,05$; En nuestro caso se toma un valor de $a=1$

- Corrección por inclinación

El factor de corrección k representa el cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal. Este coeficiente dependerá de la latitud, de la inclinación y del mes.

Para nuestra instalación con una latitud de 43°, el coeficiente en función del mes y la inclinación toma los valores que se indican a continuación:

LATITUD = 43°

Incli.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1,08	1,07	1,05	1,03	1,02	1,02	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1	1,09
10	1,15	1,12	1,09	1,06	1,04	1,03	1,04	1,07	1,11	1,16	1,19	1,18
15	1,22	1,18	1,13	1,08	1,05	1,03	1,05	1,09	1,15	1,23	1,27	1,26
20	1,28	1,22	1,16	1,09	1,05	1,03	1,05	1,1	1,19	1,29	1,35	1,33
25	1,33	1,26	1,18	1,1	1,04	1,02	1,04	1,11	1,22	1,34	1,42	1,4
30	1,37	1,29	1,2	1,1	1,03	1	1,03	1,11	1,24	1,38	1,48	1,45
35	1,41	1,31	1,2	1,09	1,01	0,98	1,01	1,1	1,25	1,42	1,52	1,5
40	1,43	1,33	1,2	1,07	0,98	0,95	0,98	1,09	1,25	1,44	1,56	1,54
45	1,45	1,33	1,19	1,05	0,95	0,91	0,95	1,06	1,24	1,45	1,59	1,57
50	1,46	1,33	1,17	1,02	0,91	0,87	0,91	1,03	1,23	1,46	1,61	1,58
55	1,46	1,32	1,15	0,98	0,86	0,82	0,86	1	1,21	1,45	1,62	1,59
60	1,45	1,3	1,12	0,94	0,81	0,76	0,81	0,95	1,17	1,44	1,62	1,59
65	1,43	1,27	1,08	0,89	0,75	0,7	0,75	0,9	1,13	1,41	1,61	1,58
70	1,41	1,23	1,03	0,83	0,69	0,64	0,69	0,84	1,09	1,38	1,58	1,56
75	1,37	1,19	0,98	0,77	0,62	0,57	0,62	0,78	1,03	1,34	1,55	1,53
80	1,33	1,14	0,92	0,7	0,55	0,49	0,55	0,71	0,97	1,28	1,51	1,49
85	1,28	1,08	0,85	0,63	0,47	0,42	0,47	0,64	0,9	1,22	1,45	1,44
90	1,22	1,02	0,78	0,56	0,4	0,34	0,39	0,56	0,83	1,16	1,39	1,38

Tabla 74: Factor de corrección por inclinación [22]

- Corrección por orientación

En este caso el factor corrector se define como:

Si $\gamma < 20^\circ \rightarrow c=0,94$

Si $\gamma > 20^\circ \rightarrow c= 0,94(1,14-0,0085 \gamma)$

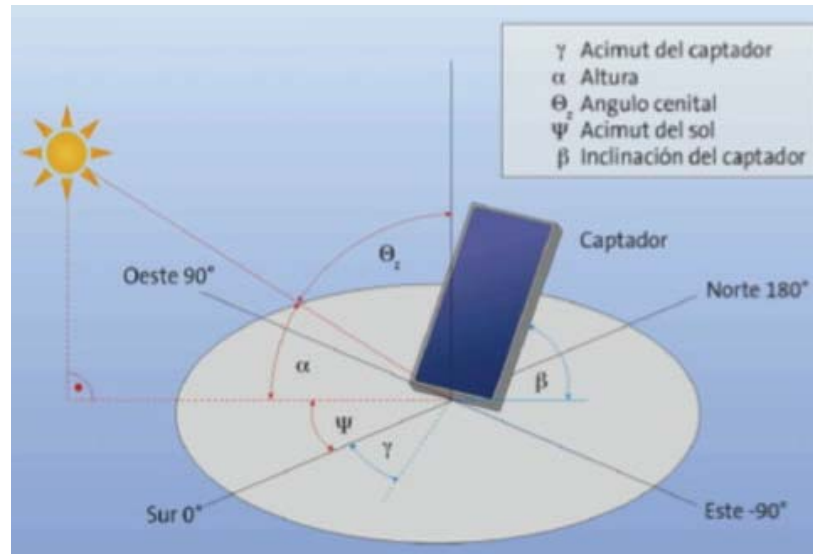


Imagen 48: Ángulos de referencia colector solar [1]

Finalmente la cantidad de energía recibida por la unidad de superficie con una inclinación y orientación determinadas a lo largo de un día es:

$$E = c \cdot k \cdot a \cdot H$$

Rendimiento del panel solar

Habrá que conocer este valor para saber que cantidad de la energía que llega podemos aprovechar. El rendimiento del captador se rige por la expresión:

$$\eta = \eta_0 - m \frac{t_m - t_a}{I}$$

Donde

- η_0 Factor óptico aportado por el fabricante (0,8)
- m Coeficiente de pérdidas aportado por el fabricante (3,6)
- t_m Temperatura media del colector, para ACS (45°C)
- t_a Temperatura ambiente
- I Irradiación

La irradiación será:

$$I \left[\frac{W}{m^2} \right] = \frac{E \left[\frac{MJ}{m^2} \right]}{t[h]} \frac{10^6}{3600}$$

Donde

E Energía que llega por metro cuadrado

t Tiempo en horas de sol

En el hemisferio norte las horas de sol se encuentran tabuladas por meses:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
t (h)	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5

Tabla 75: Horas de sol en el hemisferio norte

La temperatura ambiente durante las horas de sol , en °C, se encuentran tabuladas también:

		ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
1	ÁLAVA	7	7	11	12	15	19	21	21	19	15	10	7	13,7
2	ALBACETE	6	8	11	13	17	22	26	26	22	16	11	7	15,4
3	ALICANTE	13	14	16	18	21	25	28	28	26	21	17	14	20,1
4	ALMERÍA	15	15	16	18	21	24	27	28	26	22	18	16	20,5
5	ASTURIAS	9	10	11	12	15	18	20	20	19	16	12	10	14,3
6	ÁVILA	4	5	8	11	14	18	22	22	18	13	8	5	12,3
7	BADAJOS	11	12	15	17	20	25	28	28	25	20	15	11	18,9
8	BALEARES	12	13	14	17	19	23	26	27	25	20	16	14	18,8
9	BARCELONA	11	12	14	17	20	24	26	26	24	20	16	12	18,5
10	BURGOS	5	6	9	11	14	18	21	21	18	13	9	5	12,5
11	CÁCERES	10	11	14	16	19	25	28	28	25	19	14	10	18,3
12	CÁDIZ	13	15	17	19	21	24	27	27	25	22	18	15	20,3
13	CANTABRIA	11	11	14	14	16	19	21	21	20	17	14	12	15,8

Tabla 76: Temperatura ambiente durante las horas de sol [22]

De esta forma llegamos a obtener el aporte de energía solar por unidad de superficie (MJ/m²). Descontaremos un 15% en pérdidas por distribución.

En base a la superficie de captación del panel utilizado sabremos cuántos necesitamos para alcanzar la cobertura deseada.

Acumulación solar

Lo más usual es instalar un acumulador en serie con la caldera y en paralelo con la bomba de calor para no empeorar su rendimiento ni pararla por sobretemperatura.

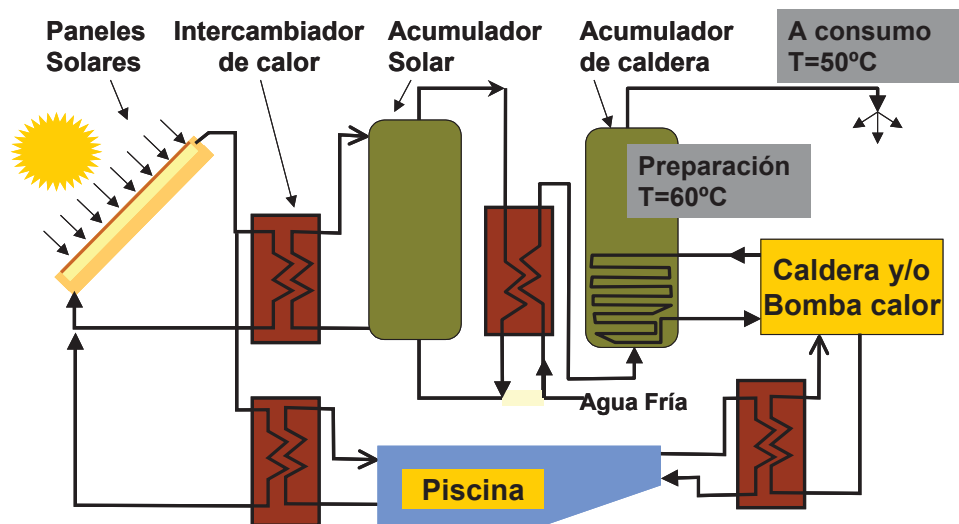


Imagen 49: Instalación solar típica de aplicación en piscina y ACS [1]

Siguiendo la recomendación del documento básico HE de ahorro de energía, el acumulador se dimensionará en función del área de los captadores y cumpliendo la expresión:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Donde

A Área total de captación [m²]

II.19.2 Resultados y conclusiones

Se refleja en la siguiente tabla el aporte energético obtenido de cada colector por m² y día para cada uno de los meses del año:

MES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Ecolector (MJ/m²)	5,45	7,40	9,84	10,2	11,5	11,6	13,1	12,3	12,1	10,3	6,93	5,31
Pérd distrib 15%	0,55	0,74	0,98	1,03	1,15	1,16	1,31	1,24	1,21	1,04	0,69	0,53
Eútil (MJ/m²)	4,91	6,66	8,86	9,24	10,3	10,4	11,8	11,1	10,9	9,32	6,24	4,78

Tabla 77: Energía útil colector solar

Teniendo en cuenta las necesidades energéticas anuales de ACS y renovación de la piscina, para cubrir el 30% necesitaremos 36 captadores.

	Total Anual	30% Anual	Aportación 36 captadores
E (MJ)	836444,1	250933,2	257043,51

Tabla 78: Aportación energética necesaria y número de colectores

El volumen de acumulación será de 4000l.

Cada mes, con respecto a las necesidades de ACS y renovación del agua de la piscina, los captadores serán capaces de ayudar con el porcentaje siguiente:

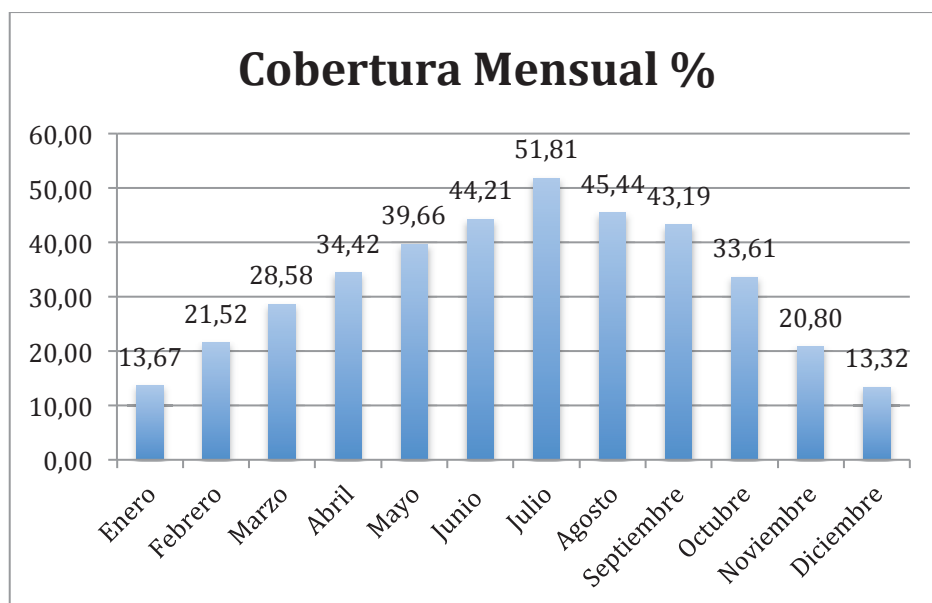


Imagen 50: Cobertura mensual energía solar

Finalmente se representa la contribución de cada mes para llegar al objetivo de cubrir el 30% anual de la demanda total:

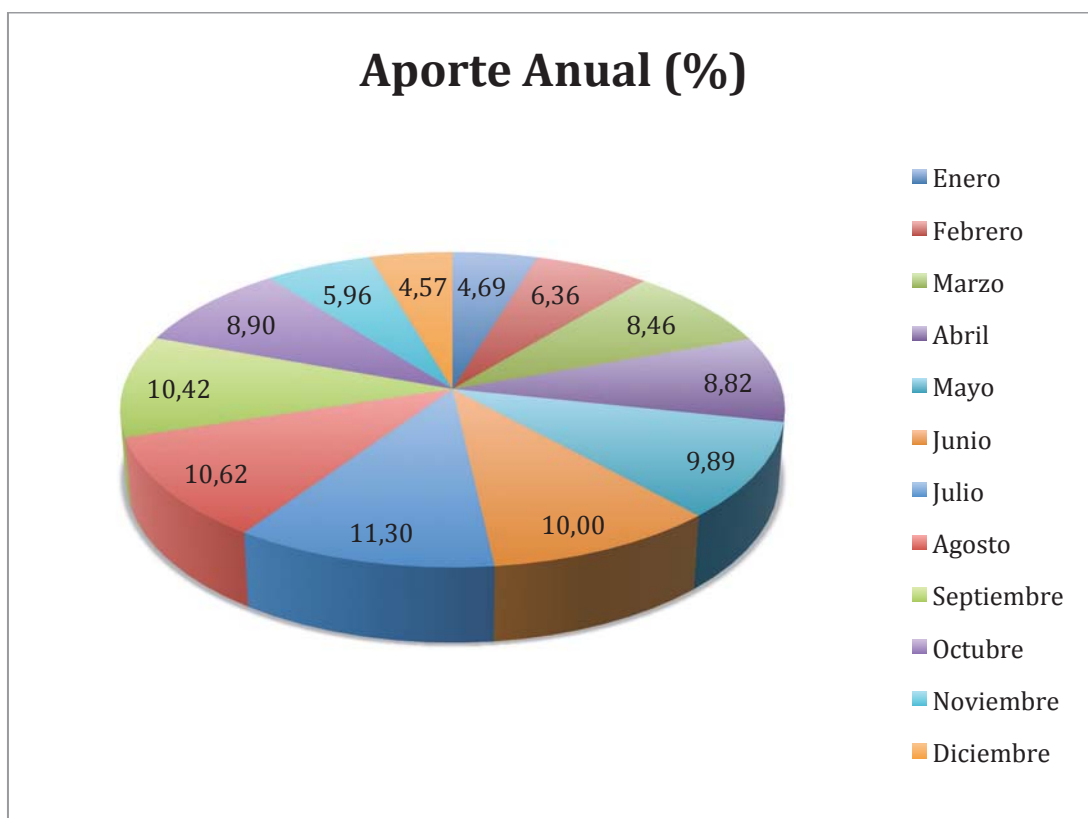


Imagen 51: Cobertura anual energía solar

II.20 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

El CTE indica que el sistema auxiliar empleado debe ser capaz de satisfacer por sí mismo toda la demanda requerida en caso de darse la circunstancia.

Las calderas de agua caliente son el sistema más utilizado para la calefacción de las instalaciones deportivas. El primer paso para obtener un buen rendimiento de estos sistemas es un buen dimensionamiento de las calderas, adecuando su potencia a la demanda y evitando sobredimensionamientos innecesarios. Habrá que dimensionar la caldera para que cumpla con la potencia exigida en las condiciones más desfavorables. Esto se da cuando se produce la máxima demanda de ACS y la mínima temperatura del agua de red.

Es también conveniente un buen sistema de control de la instalación para evitar excesivas pérdidas de calor cuando la caldera está en posición de espera, y también la revisión periódica de las calderas, de forma que se mantenga funcionando en sus niveles óptimos de rendimiento. Un ejemplo de una caldera típica de condensación sería el siguiente:

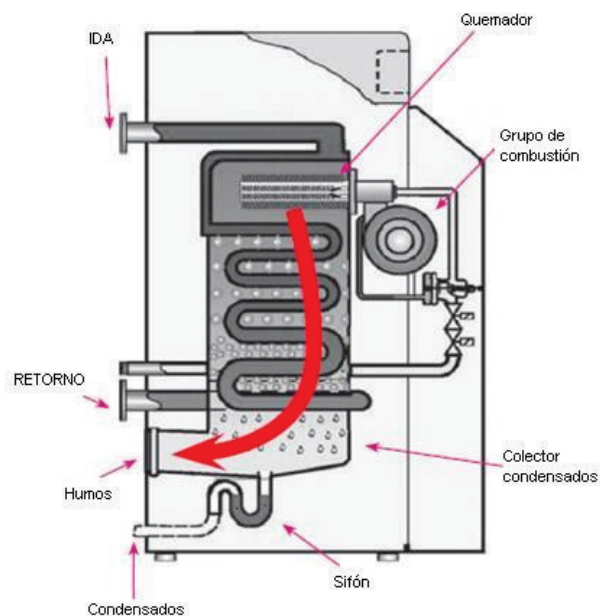


Imagen 52: Esquema caldera de condensación [23]

II.20.1 Tipos de calderas

En función del comportamiento de las calderas frente a la condensación podemos clasificarlas en:

Calderas estándar

Aquellas que no soportan los efectos de la condensación de los humos, si los mismos se condensan la caldera se estropea. Las calderas convencionales trabajan con temperaturas de agua caliente entre 70°C y 90°C, y con temperaturas de retorno del agua superiores a 55°C, en condiciones normales de funcionamiento para evitar condensaciones.

Caldera de baja temperatura

Este tipo de calderas se diseñan de manera que aunque el agua retorne a temperaturas inferiores a las de condensación de los humos, los mismos no llegan a condensar

Una caldera de baja temperatura está diseñada para aceptar una entrada de agua a temperaturas menores a 40 °C. Por ello, los sistemas de calefacción a baja temperatura tienen menos pérdidas de calor en las tuberías de distribución, que las calderas convencionales.

Calderas de condensación

Las calderas de condensación se fabrican con materiales especiales de modo que soporten las condensaciones sin deteriorarse para recuperar más calor del combustible. Se recupera parte del calor que se perdería por la chimenea durante la combustión de los combustibles fósiles. En las calderas de condensación, al aprovechar el calor latente, se producen rendimientos estacionales superiores al 100% respecto al P.C.I. (Poder calorífico inferior).

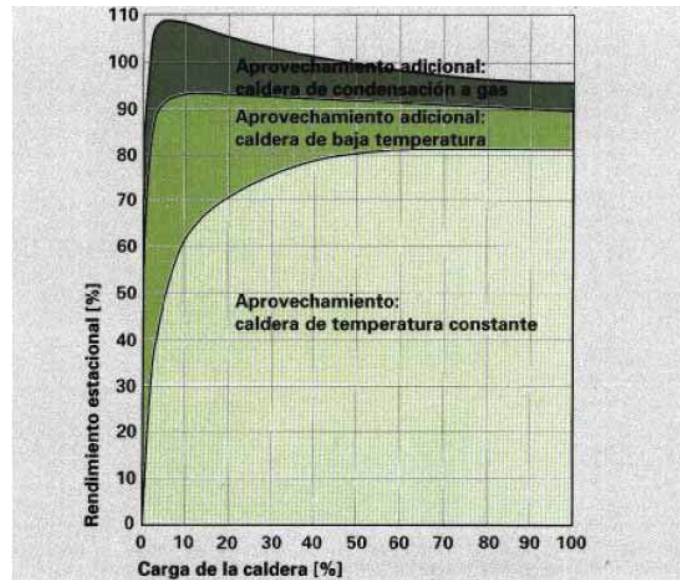


Imagen 53: Rendimiento estacional de calderas de baja temperatura y de condensación con respecto a las calderas estándar [23]

II.20.2 Rendimiento útil nominal

No toda la energía que llega a la caldera proveniente del combustible (potencia nominal q_n) es aprovechada por ella (potencia útil q_u) para calentar el agua. Existen pérdidas de energía por su envolvente (radiación de calor q_{rc}), por los humos (pérdidas de calor sensible q_{hs}) y por los inquemados ya que la combustión no siempre es completa (q_i).

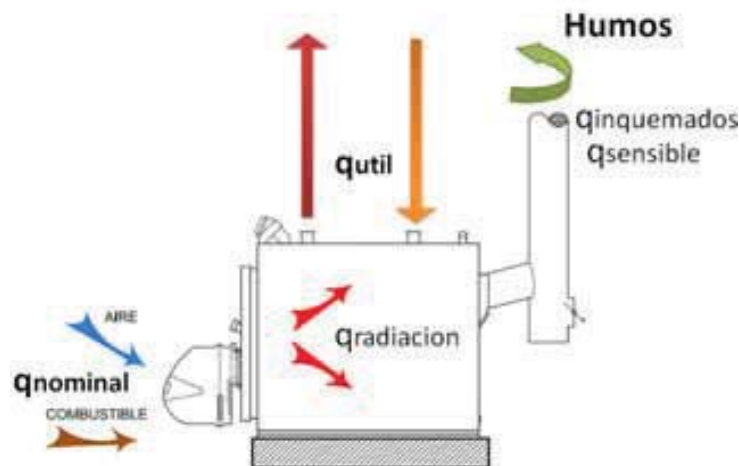


Imagen 54: Balance energético en la caldera [23]

$$\eta_u(\%) = \frac{q_u}{q_n} \times 100 = 100 - \frac{q_{rs} + q_i + q_{rc}}{q_n}$$

La Directiva 92/42/CEE establece unos rendimientos mínimos de calderas nuevas de agua en función de su tipología y de su potencia útil (q_u) en dos condiciones de funcionamiento:

- A potencia nominal y para una temperatura media del agua de 70 °C
- Al 30% de la carga de la caldera y para una temperatura media del agua variable en función del tipo de caldera

Tipo de caldera	Potencia nominal		Carga parcial	
	T_m (°C)	Rendimiento mínimo	T_m (°C)	Rendimiento mínimo
ESTÁNDAR	70	$84 + 2 \cdot \log q_u$	50	$80 + 3 \cdot \log q_u$
BAJA TEMPERATURA (*)	70	$87,5 + 1,5 \cdot \log q_u$	40	$87,5 + 1,5 \cdot \log q_u$
CONDENSACIÓN	70	$91 + 1 \cdot \log q_u$	30(**)	$97 + 1 \cdot \log q_u$
(*) y condensación de gasóleo (**) Temperatura de retorno				

Tabla 79: Rendimiento mínimo según tipo de caldera [23]

II.20.3 Dimensionado

Dado que nuestra instalación se trata de un polideportivo la demanda de ACS puede ser bastante constante durante un periodo del día, por lo tanto se determina que lo idóneo es fijar un tiempo de recuperación del depósito de acumulación de 1h. Por lo tanto la potencia de la caldera deberá ser [15]:

$$P_{cal} = V_{dep\ aux} (T_{uso} - T_{red}) \frac{1,16}{T_{rec} \times \eta_{prod\ ACS}}$$

Donde

$V_{dep\ aux}$ Depósito auxiliar [l]

Para el cálculo del volumen total de acumulación, la norma (CTE HS Salubridad Apdo. 4.5), establece un cálculo para conocer la acumulación necesaria en una instalación. Se tiene en cuenta un tiempo estimado de hora punta de 15 minutos y un caudal simultáneo de 2,4 l/s :

$$V_{dep\ aux} = 2,4 \times 15 \times 60 = 2160\ l$$

Y la potencia de la caldera sería:

$$P_{cal} = 2160 (60 - T_{red}) \frac{1,16}{1 \times 0,8}$$

Para el caso más extremo de una temperatura del agua de la red de 8 °C la potencia de la caldera debe ser de 150 kW. Sin embargo, nosotros tenemos en cuenta el conjunto de la demanda energética de nuestra instalación y para cubrir las condiciones más adversas se necesita una potencia de 350 kW. Aunque esta potencia se desarrollará en contadas ocasiones a lo largo de la vida útil de la instalación.

La instalación de esta potencia se va a efectuar en cascada, resultará ventajoso distribuir la potencia total entre varias calderas. La caldera, para la instalación óptima calculada, tendrá que aportar cada mes la potencia que demande la producción de ACS y no se cubra mediante la energía solar. Se requiere una potencia desde los 90 kW en el mes más exigente a la no utilización durante los meses más cálidos. Por ello se optará por 4 calderas de 85 kW cada una ya que se considera que la fiabilidad del sistema es óptima para este número [catálogo calderas] y conseguiremos que prácticamente durante todo el año sólo se haga funcionar una caldera. De esta forma la potencia en cada momento se ajustará más a la realidad ya que entrarán en funcionamiento en función de la demanda. La mejor adaptación de la generación a la demanda optimiza los rendimientos estacionales al minimizarse el número de arrancadas y paradas del sistema.

El esquema de la instalación es el siguiente:

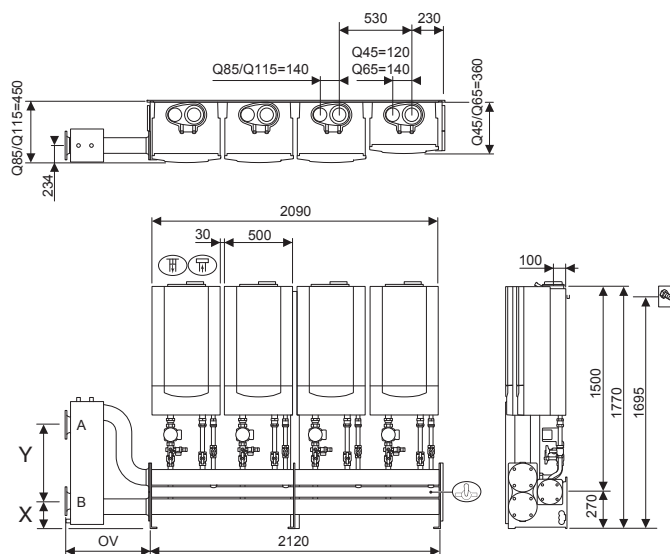


Imagen 55: Esquema calderas en cascada [24]

II.21 CONCLUSIONES. BALANCE ENERGÉTICO

Se realiza el balance energético para la instalación menos demandante de energía en función de los cálculos realizados.

Lo primero que llama la atención es la cantidad de calor que se genera mediante la bomba. Debido a la gran necesidad de enfriamiento, la planta trabaja en unas condiciones que hacen que se genere mucho calor. Sin embargo, las condiciones de temperatura de este calor no será aprovechable para producir ACS que necesita temperaturas de trabajo de 50°C. Si que se podrá aprovechar para calentar el agua de la piscina. Por este motivo el sistema auxiliar sólo entra en funcionamiento para aportar la energía demandada por el ACS que no se cubre con la energía captada del sol. Por ejemplo, para los meses más cálidos la caldera estará prácticamente inutilizada a expensas de la variabilidad de las condiciones exteriores ya que los colectores cubren la demanda por sí mismos. El sistema auxiliar también será necesario en los momentos de demandas de ACS relativas a máxima ocupación del edificio.

Por otra parte es interesante representar el consumo de los compresores que dan lugar al trabajo de las plantas enfriadoras:

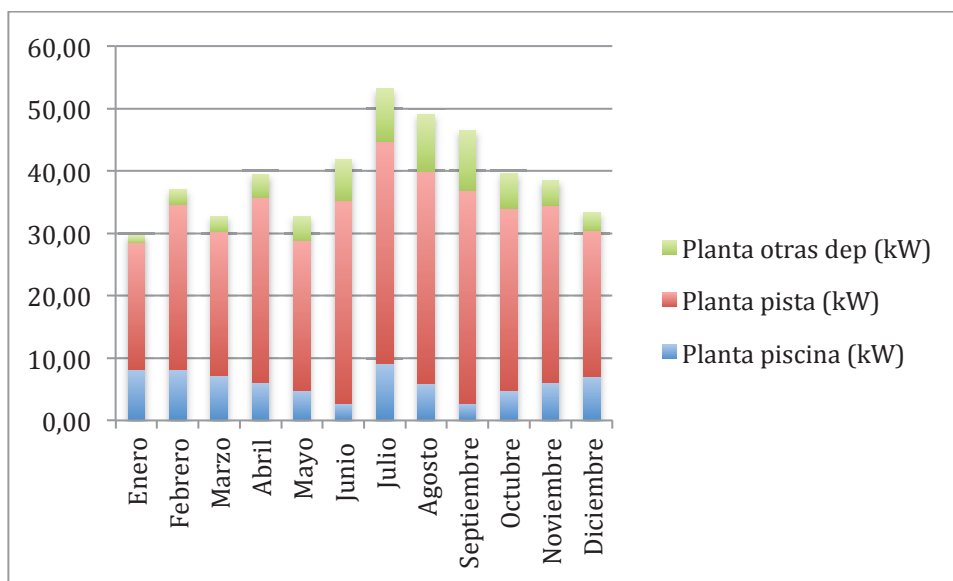


Imagen 56: Consumo plantas enfriadoras de la instalación más eficiente

De este gráfico podemos extraer un resumen del funcionamiento de la totalidad de la instalación. Se observa como la planta de la piscina, para los meses en los que trabaja sólo en modo calefacción para mantener la temperatura del interior del local, consume casi 10 kW en invierno y según se va acercando el verano va disminuyendo gradualmente ese consumo hasta los 3 kW en junio. Sin embargo cuando llega el verano, coincidiendo con el fin del periodo en el que se puede deshumectar con aire exterior, el consumo se vuelve a disparar a los 10 kW.

En lo que se refiere a las otras dos plantas encargadas de la pista, los vestuarios, los gimnasios y la sala multiusos. Se observa en ambas la misma tendencia, durante todo el año tienen que refrigerar por lo que cuanto más frío entre el aire menor será el consumo. Se observa claramente la tendencia a consumir más en los meses cálidos.

En lo que se refiere a consumos totales, destaca por encima de todas la UTA de la pista. Esto se debe al gran volumen del recinto que hace necesario el uso de un gran caudal de aire y a sus condiciones interiores. Por comparación con la piscina, el hecho de que las condiciones interiores de ésta sean de un 65% de humedad relativa y 27°C hacen posible la

deshumectación mediante aire exterior gran parte del año. Incluso con las condiciones del aire ambiente en Santander. Sin embargo en el caso de la pista esto juega en nuestra contra ya que en el interior debe haber un 50% de humedad relativa. Esto requiere condiciones de aire de descarga muy exigentes en cuanto a humedad y a su vez esto requiere que la planta enfríe por debajo de los 0°C resultando en los consiguientes consumos energéticos.

Finalmente se analiza el aprovechamiento del calor excedente en las plantas, para calentar el agua del vaso de la piscina. Se observa que este calor sobrante, cubre todos los meses la demanda del agua de la piscina excepto en enero. Sobre todo gracias al aporte de la planta enfriadora de la pista. Esto se refleja al representar la función de la caldera a lo largo del año:

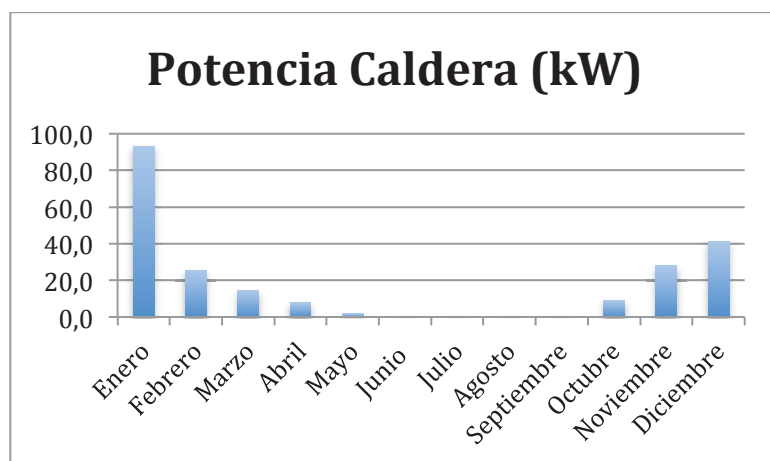


Imagen 57: Potencia aportada por la caldera

Existen muchos factores que favorecen esta situación. Enero es el mes en el que menor potencia de enfriamiento demandan las UTA ya que el aire exterior entra más frío que otros meses. Por ello las plantas enfriadoras consumen menos energía y como consecuencia producen menos calor. Además es el mes en el que la energía solar aporta menos y la temperatura del agua de red es la más baja de todo el año.

Santander, 1 de marzo de 2016

D. Néstor Vicente Monclús

III. ANEXOS

ANEXO III.1 REGULACIÓN Y CONTROL DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN

Una instalación de climatización supone el control de una serie de funciones que intervienen en lo que se conoce como gestión energética. Incluyendo la regulación, las funciones a controlar pueden ser [15]:

- Programación: labores de modificar en el tiempo el valor de consigna de una magnitud determinada (p.e.: temperatura de ambiente diurna y nocturna) así como el establecimiento de los momentos de conexión y desconexión de los equipos de forma que su funcionamiento se ajuste a las necesidades reales del edificio.
- Optimización: es una función que tiene en cuenta el comportamiento dinámico del edificio. Anticipa o retarda la puesta en marcha de los equipos en función del tiempo de puesta a régimen del edificio.
- Contaje: control de los periodos de funcionamiento de los equipos o de su consumo energético, con fines de reparto de gastos o de seguimiento del comportamiento de la instalación.
- Seguridad: se lleva a cabo mediante la limitación de los valores de las magnitudes controladas. Se trata de asegurar la seguridad de las personas y los bienes.

Todas estas funciones se integran en centrales DDC (Direct Digital Control), que mediante unas entradas y ecuaciones de control convencionales, calcula el valor necesario de cada variable manipulada.

Estas centrales recogen el mando de varios bucles de control, que se pueden relacionar entre sí y con otras señales mediante programación. Para la selección de la central habrá que contar el número de puntos a controlar, separando las señales de entrada y salida, las que serán analógicas y las que serán digitales.

III.1.1 Modos de control

III.1.1.1 Decalaje de puntos de consigna

Es el más antiguo, simple y barato, y consiste en fijar (bien sea en retorno o en impulsión) puntos de consigna diferentes en uno o varios grados centígrados para cada unidad (por ejemplo, enfriadora 1: 7°C en impulsión, enfriadora 2: 8°C, etc.). El principal inconveniente es el solapamiento de etapas entre las máquinas y, sobre todo, que el arranque de las unidades puede llegar a ser simultáneo. Las unidades tampoco igualan por sí solas sus horas de funcionamiento, precisando controles externos.

III.1.1.2 Control maestro/esclavo

El control electrónico de una unidad asume el control del grupo, determinando, en función de las horas de operación y número de arranques, cuál de las enfriadoras ha de arrancar. Se arranca la bomba o se abre la válvula correspondiente a esa primera máquina, no procediendo al arranque de una segunda unidad hasta que no ha completado el arranque de cada una de sus etapas. En caso de bombas dedicadas a cada máquina, se produce un sustancial ahorro de energía en el bombeo del primario. La temperatura de salida es muy estable, y permite igualar tiempos de funcionamiento.

III.1.1.3 Control secuenciado de máquinas

El sistema de gestión toma el mando de todas las etapas de las máquinas, determinando el número de ellas que ha de activarse. De acuerdo a la demanda existente, y teniendo en cuenta la mejora del coeficiente de eficiencia energética a carga parcial de las enfriadoras, el sistema arranca el número de bombas y etapas de máquinas exclusivamente necesario, optimizando el consumo de energía.

III.1.2 Climatizador de zona

Se trata de un climatizador previsto para calefacción y refrigeración de un espacio durante todo el año, provisto de toma de aire exterior para ventilación.

La variable de control es la temperatura ambiente o la de retorno. Las compuertas de aire exterior y de retorno funcionan simultáneamente en sentido inverso. Esto se consigue con un único servomotor y un juego de levas.

En este caso la puesta en marcha del ventilador da paso a la apertura de la compuerta exterior hasta su límite inferior que se corresponde con el mínimo caudal de ventilación.

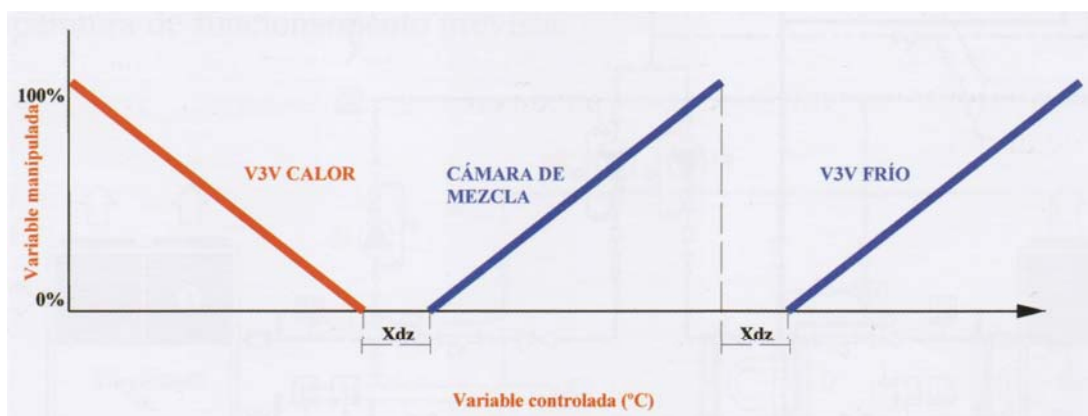


Imagen 58: Variable controlada/manipulada [25]

Si la temperatura de retorno se encuentra por debajo del valor consigna, la válvula de calor abre completamente y la de frío permanece cerrada. En cuanto la temperatura de retorno alcanza el valor mínimo de la banda proporcional elegida, la válvula comienza a cerrar llegando a estar completamente cerrada a la vez que se alcanza el límite superior de la banda proporcional. Entre el cierre de la válvula de calor y la apertura de la válvula de frío se establece un intervalo de temperatura (X_{dz}) o zona muerta, en la que el controlador no da ninguna salida.

Si la temperatura sigue subiendo y la temperatura exterior es inferior a la de consigna, comenzará a abrir la compuerta exterior, cerrando el mismo porcentaje la compuerta de retorno, consiguiendo así enfriar el local

sin aporte energético (únicamente el del ventilador). Sólo cuando la consigna no se pueda alcanzar con el aire exterior empezará a modular la válvula de frío.

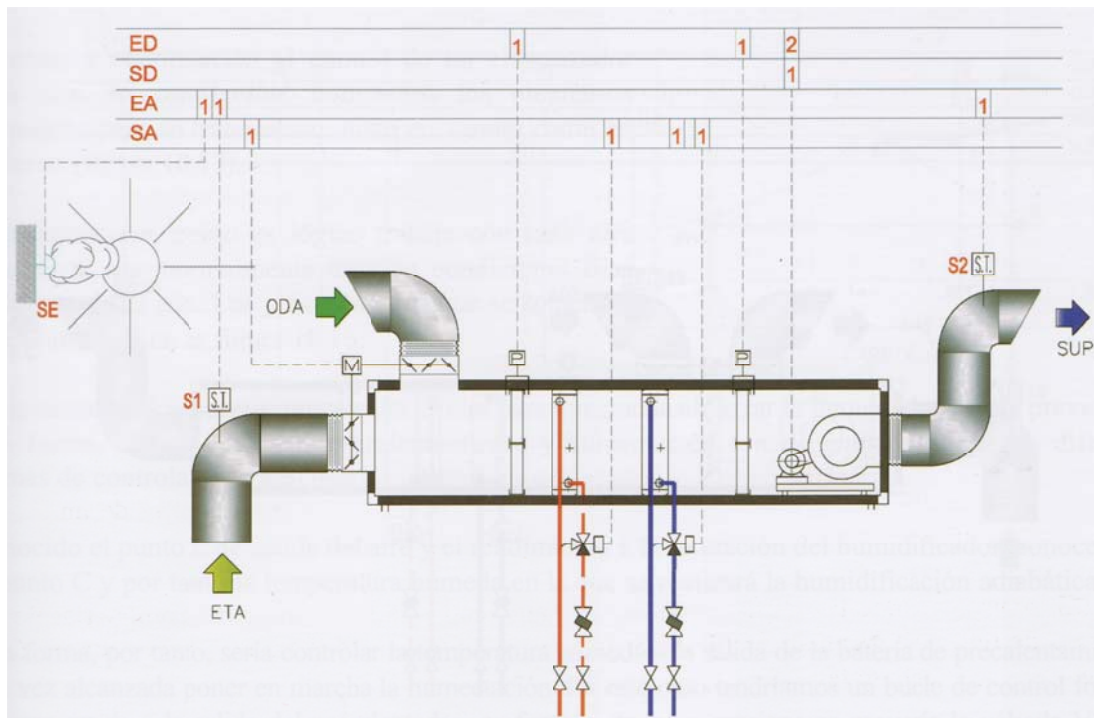


Imagen 59: Control de una instalación de climatización [25]

En el caso de una temperatura exterior mayor que la de retorno, la secuencia de funcionamiento cambia:

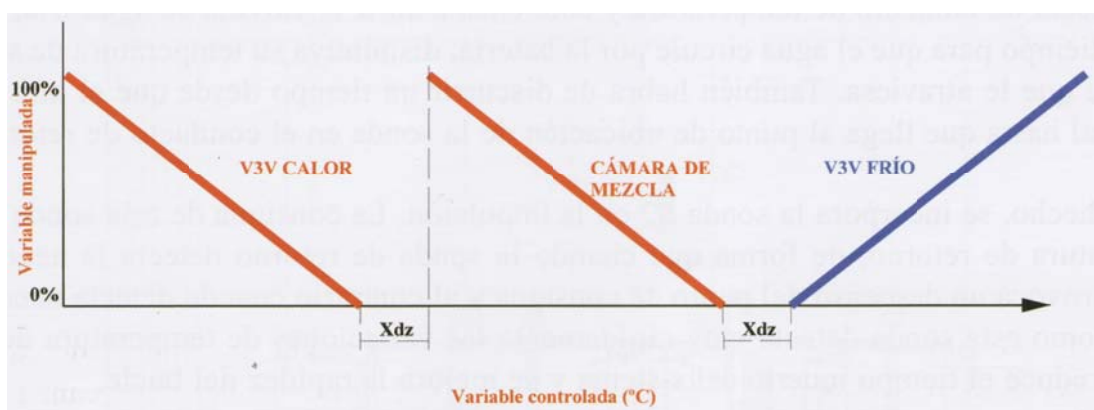


Imagen 60: Secuencia de funcionamiento cuando la temperatura exterior es mayor que el retorno [25]

Sin embargo, esta disposición puede crear sobrepresiones en el local si no existe una salida de alivio. Por ello lo ideal es utilizar una disposición de enfriamiento gratuito o free cooling.

La secuencia de funcionamiento es la misma cambiando la cámara de mezcla por el módulo de free cooling que se manda mediante tres servomotores en paralelo.

El sistema tiene un tiempo de transporte elevado. Si, por ejemplo, la sonda de retorno detecta un aumento de temperatura y comienza a abrir la válvula de agua fría, tendrá que transcurrir un tiempo para que el agua circule por la batería, disminuya su temperatura de superficie y enfríe el aire que la atraviesa. También habrá que tener en cuenta el tiempo que tarda el aire enfriado en llegar al punto en el que se encuentra la sonda en el conducto de retorno. Por este motivo se incorpora la sonda S2 en la impulsión reduciendo el tiempo muerto del sistema y mejorando la rapidez del bucle.

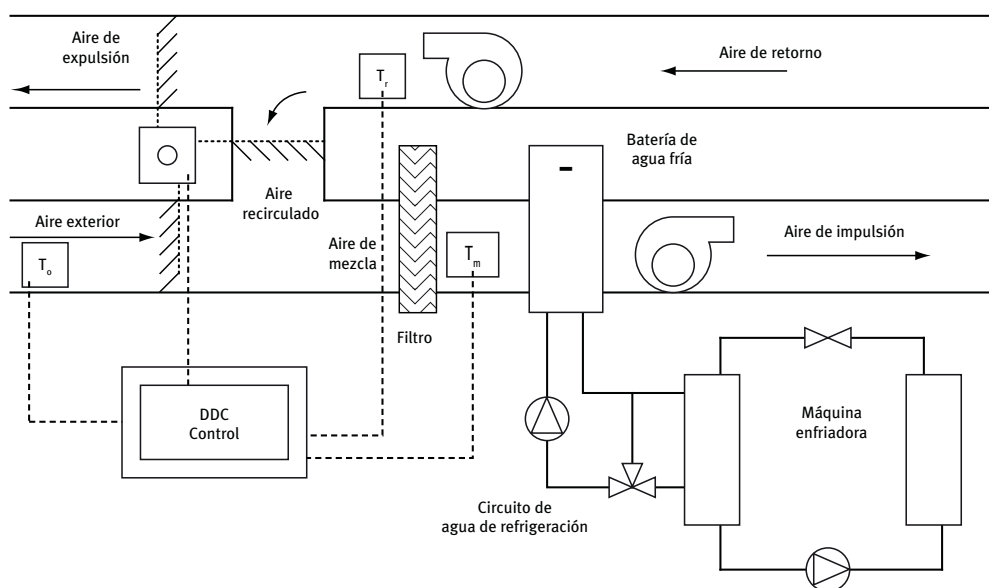


Imagen 61: Esquema control enfriamiento gratuito con control de temperatura seca [15]

En nuestro caso nos encontraremos con un sistema de climatización que se regirá por el método de control de la entalpía mejorado consistente en:

1. Se miden la temperatura seca (T_{ext}) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y del aire de retorno. Ambas señales se envían a un controlador (DDC), donde se calculan las entalpías del aire exterior

h_{ext} y la entalpía del aire de retorno h_{ret} , que puede ser recirculado a la instalación, comparando ambos valores.

2. Si $h_{ext} > h_{ret}$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará abierta completamente (posición máxima permitida).
3. Si $h_{ext} \leq h_{ret}$ y $T_{ext} > T_{ret}$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará abierta completamente (posición máxima permitida).
4. Si $h_{ext} \leq h_{ret}$ y $T_{ext} \leq T_{ret}$ el regulador se encargará de que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión estén completamente abiertas y al mismo tiempo las compuertas de recirculación estarán completamente cerradas.
5. Un sensor de temperatura mide la temperatura (T_M) de la mezcla (aire exterior y aire recirculado). Esta señal es comparada con la del punto de consigna T^* . Cuando la temperatura del aire exterior $T_{ext} \leq T^*$ entonces el regulador del equipo envía una señal al actuador para modular la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener la temperatura del aire de mezcla en el valor que establece la consigna T^* . En esta situación con temperatura del aire exterior inferior a T^* el compresor del equipo de producción de frío, dependiendo de las cargas internas, podría llegar a parar.

Como ejemplo de sistema de un sistema de control de características similares sería el siguiente:

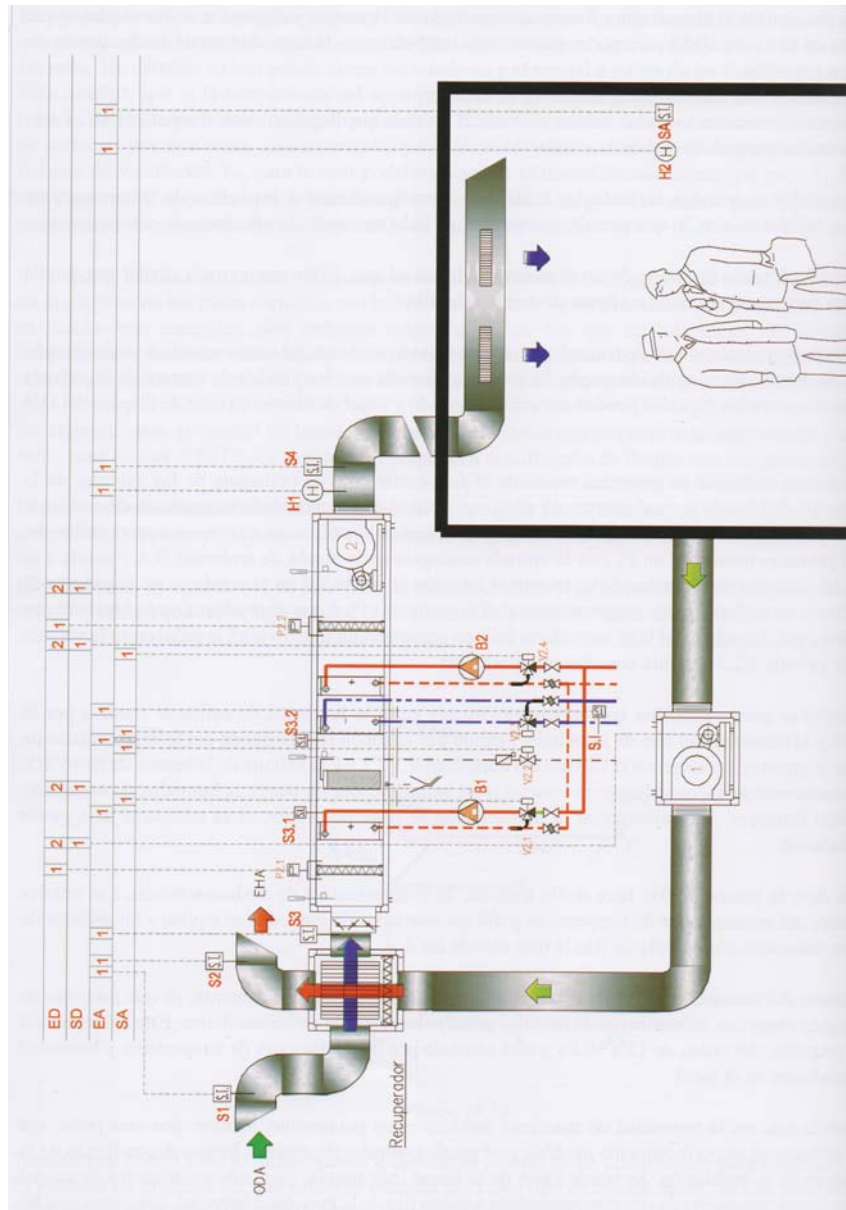
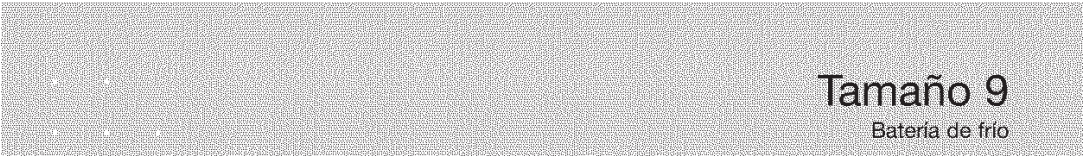


Imagen 62: Ejemplo control avanzado de instalación de climatización [25]

ANEXO III.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

III.2.1 Baterías



Tamaño 9
Batería de frío

Batería de frío

	Caudal aire (m³/h)	Entrada aire (°C/%Hr)	Ent./Sal agua (°C)	Caudal agua (l/h)	Potencia (Kcal/h)	Salida aire (°C/%Hr)	ΔP aire (Pa)	ΔP agua (mca)	Diámetro colector
4 Filas	18.650	26/50	7/12	16.360	81.800	14,2/94	70	1,1	3"
	23.300	26/50	7/12	18.480	92.400	15,1/91	99	1,3	
	28.000	26/50	7/12	20.200	101.000	15,7/89	132	1,6	
	32.650	26/50	7/12	21.600	108.000	16,3/87	169	1,8	
	18.650	29/60	7/12	25.900	129.500	16,4/95	66	2,6	
	23.300	29/60	7/12	29.000	145.000	17,5/93	94	3,3	
	28.000	29/60	7/12	31.600	158.000	18,2/91	125	3,9	
	32.650	29/60	7/12	34.000	170.000	19,0/89	159	4,5	
	18.650	34/43	7/12	27.560	137.800	17,5/90	68	3,0	
	23.300	34/43	7/12	30.800	154.000	18,6/88	96	3,7	
	28.000	34/43	7/12	33.680	168.400	19,6/85	128	4,4	
	32.650	34/43	7/12	36.200	181.000	20,4/83	163	5,1	
6 Filas	18.650	26/50	7/12	21.820	109.100	11,9/98	93	0,8	4"
	23.300	26/50	7/12	25.260	126.300	12,6/96	132	1,1	
	28.000	26/50	7/12	28.300	141.500	13,1/96	176	1,4	
	32.650	26/50	7/12	30.800	154.000	13,6/95	224	1,7	
	18.650	29/60	7/12	34.240	171.200	13,2/99	88	2,0	
	23.300	29/60	7/12	39.500	197.500	14,3/97	124	2,7	
	28.000	29/60	7/12	44.040	220.200	15,0/97	166	3,4	
	32.650	29/60	7/12	48.000	240.000	15,7/97	211	4,0	
	18.650	34/43	7/12	36.300	181.500	13,9/97	90	2,3	
	23.300	34/43	7/12	41.900	209.500	14,9/96	128	3,1	
	28.000	34/43	7/12	46.800	234.000	15,9/94	170	3,8	
	32.650	34/43	7/12	51.000	255.000	16,6/93	217	4,5	
8 Filas	18.650	26/50	7/12	25.340	126.700	10,3/100	114	0,6	4"
	23.300	26/50	7/12	27.540	137.700	11,5/100	161	0,8	
	28.000	26/50	7/12	34.040	170.200	11,4/99	215	1,1	
	32.650	26/50	7/12	37.820	189.100	11,8/99	274	1,4	
	18.650	29/60	7/12	39.380	196.900	11,3/100	107	1,5	
	23.300	29/60	7/12	46.440	232.200	12,1/100	152	2,1	
	28.000	29/60	7/12	52.720	263.600	13,0/98	203	2,7	
	32.650	29/60	7/12	58.360	291.800	13,6/98	258	3,3	
	18.650	34/43	7/12	41.760	208.800	11,7/100	110	1,7	
	23.300	34/43	7/12	49.300	246.500	12,6/99	156	2,4	
	28.000	34/43	7/12	56.000	280.000	13,5/98	208	3,1	
	32.650	34/43	7/12	62.000	310.000	14,1/98	265	3,8	

Separador de gotas

Sección batería de frío

Sección batería de frío con separador de gotas

Caudal aire (m³/h)	ΔP aire (Pa)
18.650	15
23.300	30
28.000	42
32.650	60

Batería eléctrica

Sección batería eléctrica

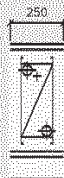
Potencia Kw	Nº de etapas	ΔP aire (Pa)
3	1	1
4,5	1	1
6	2	1
9	2	1
12	2	2
18	3	1
21,75	4	2
24	2-4	2
25,5	2-4	2
30	3	2
36	3-6	4
39	4	4
42,75	4	4
45	4	4
48,75	5	4
54	3-9	4
60	6-12	4
66	11	4
72	6-12	4
78	13	4
84	7-14	6
96	4-8-16	6
108	6-9	6
120	10-20	8
126	7-21	6
132	11-22	6
138	23	6
144	8-3	6
150	25	6
156	12-26	8
162	9-27	8

Tamaño 9

Batería de calor

Batería de calor

	Caudal aire (m³/h)	Entrada aire (°C)	Ent/Sal agua (°C)	Caudal agua (l/h)	Potencia (Kcal/h)	Salida aire (°C)	Δ Paire (Pa)	Δ Pagua (mca)	Diámetro colector
1 Fila	18.650	0	85/70	7.847	117.705	21,9	22	0,4	2"
	23.300	0	85/70	8.689	130.338	19,4	31	0,5	
	28.000	0	85/70	9.406	141.090	17,5	41	0,6	
	32.650	0	85/70	10.096	151.433	16,1	53	0,7	
	18.650	15	85/70	6.342	95.131	32,7	22	0,3	
	23.300	15	85/70	7.032	105.480	30,7	31	0,3	
	28.000	15	85/70	7.632	114.484	29,2	41	0,4	
	32.650	15	85/70	8.152	122.275	28,0	53	0,5	
	18.650	15	50/45	9.567	47.834	23,9	22	0,6	
	23.300	15	50/45	10.615	53.076	22,9	31	0,8	
	28.000	15	50/45	11.610	58.048	22,2	41	0,9	
	32.650	15	50/45	12.416	62.078	21,6	53	1,1	
2 Filas	18.650	0	85/70	14.906	223.586	41,6	35	0,4	2 1/2"
	23.300	0	85/70	16.931	253.958	37,8	49	0,5	
	28.000	0	85/70	18.651	279.761	34,7	66	0,6	
	32.650	0	85/70	20.191	302.867	32,2	84	0,7	
	18.650	15	85/70	12.111	181.663	48,8	35	0,3	
	23.300	15	85/70	13.661	204.913	45,5	49	0,3	
	28.000	15	85/70	15.050	225.744	43,0	66	0,4	
	32.650	15	85/70	16.303	244.551	41,0	84	0,5	
	18.650	15	50/45	18.274	91.369	32,0	35	0,6	
	23.300	15	50/45	20.693	103.464	30,4	49	0,7	
	28.000	15	50/45	22.897	114.484	29,2	66	0,9	
	32.650	15	50/45	24.643	123.216	28,1	84	1,1	
3 Filas	18.650	0	50/45	35.688	178.439	33,2	46	1,0	3"
	23.300	0	50/45	41.117	205.585	30,6	65	1,3	
	28.000	0	50/45	45.955	229.775	28,5	87	1,6	
	32.650	0	50/45	50.415	252.075	26,8	110	2,0	
	18.650	15	50/45	24.508	122.542	37,8	46	0,5	
	23.300	15	50/45	28.352	141.760	36,1	65	0,6	
	28.000	15	50/45	31.604	158.021	34,6	87	0,8	
	32.650	15	50/45	34.613	173.067	33,4	110	0,9	



Sección batería de calor

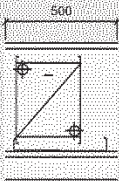
Tamaño 4
Batería de frío

Batería de frío

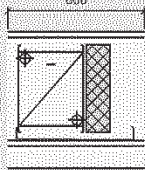
	Caudal aire (m³/h)	Entrada aire (°C/%Hr)	Ent./Sal agua (°C)	Caudal agua (l/h)	Potencia (Kcal/h)	Salida aire (°C/%Hr)	ΔP aire (Pa)	ΔP agua (mca)	Diámetro colector
4 Filas	5.350	26/50	7/12	4.095	20.477	15,2/88	43	0,8	1 1/2"
	6.700	26/50	7/12	4.648	23.242	15,9/86	63	0,9	
	8.000	26/50	7/12	5.115	25.574	16,4/84	84	1,1	
	9.350	26/50	7/12	5.547	27.734	16,9/83	109	1,3	
	5.350	29/60	7/12	6.981	34.906	16,5/92	43	2,0	
	6.700	29/60	7/12	7.949	39.744	17,4/90	62	2,6	
	8.000	29/60	7/12	8.796	43.978	18,2/89	83	3,1	
	9.350	29/60	7/12	9.556	47.779	18,8/88	107	3,6	
	5.350	34/43	7/12	7.569	37.843	17,4/86	42	2,3	
	6.700	34/43	7/12	8.640	43.200	18,5/84	61	3,0	
	8.000	34/43	7/12	9.573	47.866	19,4/82	82	3,6	
	9.350	34/43	7/12	10.385	51.926	20,2/80	105	4,2	
6 Filas	5.350	26/50	7/12	5.426	27.130	12,7/95	65	0,9	2"
	6.700	26/50	7/12	6.273	31.363	13,4/93	94	1,1	
	8.000	26/50	7/12	7.033	35.165	13,9/92	126	1,4	
	9.350	26/50	7/12	7.690	38.448	14,4/91	163	1,6	
	5.350	29/60	7/12	8.986	44.928	13,4/97	64	2,2	
	6.700	29/60	7/12	10.454	52.272	14,3/96	92	2,8	
	8.000	29/60	7/12	11.750	58.752	15,1/95	124	3,5	
	9.350	29/60	7/12	12.908	64.541	15,8/94	160	4,2	
	5.350	34/43	7/12	9.694	48.470	13,8/94	63	2,5	
	6.700	34/43	7/12	11.301	56.506	14,8/93	91	3,3	
	8.000	34/43	7/12	12.701	63.504	15,7/91	122	4,0	
	9.350	34/43	7/12	13.980	69.898	16,5/90	158	4,8	
8 Filas	5.350	26/50	7/12	6.013	30.067	11,6/98	87	0,5	2"
	6.700	26/50	7/12	7.016	35.078	12,2/97	125	0,7	
	8.000	26/50	7/12	7.932	39.658	12,8/96	169	0,9	
	9.350	26/50	7/12	8.847	44.237	13,3/95	224	1,1	
	5.350	29/60	7/12	9.971	49.853	11,9/99	85	1,4	
	6.700	29/60	7/12	11.750	58.752	12,7/98	123	1,9	
	8.000	29/60	7/12	13.340	66.701	13,5/98	166	2,4	
	9.350	29/60	7/12	14.809	74.045	14,1/97	213	2,9	
	5.350	34/43	7/12	10.731	53.654	12,0/98	84	1,6	
	6.700	34/43	7/12	12.684	63.418	13,0/97	121	2,1	
	8.000	34/43	7/12	14.429	72.144	13,8/96	163	2,7	
	9.350	34/43	7/12	16.019	80.093	14,5/95	210	3,3	

Separador de gotas

Sección batería de frío



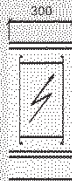
Sección batería de frío con separador de gotas



Caudal aire (m³/h)	ΔP aire (Pa)
5.350	15
6.700	30
8.000	42
9.350	60

Batería eléctrica

Sección batería eléctrica



Potencia Kw	Nº de etapas	ΔP aire (Pa)
3	1	1
4,5	1	1
6	2	1
9	2	1
12	2	1
18	3	1
21,75	4	2
24	2-4	2
25,5	2-4	2
30	5	2
36	3-6	4
39	4	4
42,75	4	4
45	4	4
48,75	5	4

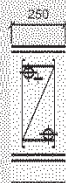
[21]

Tamaño 4

Batería de calor

Batería de calor

	Caudal aire (m³/h)	Entrada aire (°C)	Ent/Sal agua (°C)	Caudal agua (l/h)	Potencia (Kcal/h)	Salida aire (°C)	Δ Paire (Pa)	Δ Pagua (mca)	Diámetro colector
1 Fila	5.350	0	85/70	1.704	25.558	16,6	7	0,7	1"
	6.700	0	85/70	1.925	28.871	15,0	11	0,8	
	8.000	0	85/70	2.109	31.640	13,7	14	1,0	
	9.350	0	85/70	2.281	34.221	12,7	19	1,2	
	5.350	15	85/70	1.406	21.093	28,7	7	0,4	
	6.700	15	85/70	1.591	23.866	27,4	11	0,5	
	8.000	15	85/70	1.755	26.328	26,4	14	0,6	
	9.350	15	85/70	1.886	28.293	25,5	19	0,7	
	5.350	15	50/45	2.217	11.085	22,2	7	1,0	
	6.700	15	50/45	2.502	12.511	21,5	11	1,3	
	8.000	15	50/45	2.771	13.857	21,0	14	1,6	
	9.350	15	50/45	2.964	14.820	20,5	19	1,8	
2 Filas	5.350	0	85/70	3.695	55.427	36,0	18	1,0	1 1/4"
	6.700	0	85/70	4.222	63.323	32,9	27	1,3	
	8.000	0	85/70	4.696	70.439	30,5	36	1,5	
	9.350	0	85/70	5.102	76.525	28,4	46	1,8	
	5.350	15	85/70	3.038	45.574	44,6	18	0,6	
	6.700	15	85/70	3.477	52.159	42,1	27	0,8	
	8.000	15	85/70	3.865	57.968	40,1	36	1,0	
	9.350	15	85/70	4.203	63.052	38,4	46	1,1	
	5.350	15	50/45	4.742	23.711	30,4	18	1,5	
	6.700	15	50/45	5.428	27.138	29,1	27	1,9	
	8.000	15	50/45	6.051	30.254	28,1	36	2,3	
	9.350	15	50/45	6.575	32.873	27,2	46	2,7	
3 Filas	5.350	0	50/45	8.899	44.496	28,9	28	2,5	1 1/2"
	6.700	0	50/45	10.316	51.582	26,8	40	3,3	
	8.000	0	50/45	11.547	57.737	25,0	54	4,1	
	9.350	0	50/45	12.718	63.591	23,6	69	4,8	
	5.350	15	50/45	6.128	30.639	34,9	28	1,1	
	6.700	15	50/45	7.121	35.607	33,5	40	1,5	
	8.000	15	50/45	7.991	39.954	32,3	54	1,9	
	9.350	15	50/45	8.784	43.921	31,3	69	2,2	



Sección batería de calor

[21]

III.2.2 UTA's

Datos técnicos

Modelos DAESY, DRESY, DTESY, DEESY		108	112	115	118	122	128	131	136
Capacidad de deshumectación ²	l/h	7,7	11,3	13,1	16,5	19,5	25,2	28,0	33,0
Potencia térmica cedida al aire 100% ²	kW	12,6	18,8	23,0	30,1	33,9	43,7	49,6	57,6
Potencia absorbida total ²	kW	3,2	4,9	5,4	7,0	7,4	10,0	11,3	13,1
Circuitos/Compresores	Nº	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1
Ventiladores/Motores	Nº	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1
Presión estática disponible ⁵	Pa	100	100	100	100	100	100	100	100
Caudal de aire nominal	m³/h	2200	3000	3500	4500	4700	6200	7200	8200
Dimensiones en mm									
Ancho	mm	790	790	850	850	850	850	850	850
Largo	mm	1300	1300	1600	1600	1600	1600	1600	2100
Alto	mm	1380	1380	1580	1580	1890	1890	1890	1890
Modelo DRESY									
Capacidad de deshumectación ¹	l/h	7,8	11,3	14,5	18,1	21,6	27,4	30,5	36,2
Potencia térmica cedida al agua: 45%	kW	6,9	10,1	11,4	13,8	15,9	19,6	23,4	27,3
Potencia absorbida total ¹	kW	2,6	4,1	4,4	5,6	5,8	8,3	9,4	10,5
Modelo DTESY									
Capacidad de deshumectación ³	l/h	8,5	12,3	14,5	18,2	21,3	27,4	30,1	36,0
Potencia térmica cedida al agua: 100% ³	kW	14,7	20,8	24,8	31,9	35,6	45,4	51,5	60,0
Potencia absorbida total ³	kW	2,7	4,3	4,5	5,8	6,0	8,5	9,6	10,8
Modelo DEESY DRY-COOLER									
Capacidad de deshumectación ⁴	l/h	8,3	11,9	14,2	18,2	21,3	26,6	30,1	35,9
Potencia térmica cedida al agua: 100% ⁴	kW	14,7	19,7	23,7	30,7	35,6	45,4	50,2	58,6
Potencia absorbida total ⁴	kW	2,8	4,5	4,8	5,9	6,4	8,9	10,0	11,3

Modelos DAESY, DRESY, DTESY, DEESY		237	242	250	254	262	271	281	294	2111	2126	2140
Capacidad de deshumectación ²	l/h	34,0	38,3	43,6	49,3	56,0	64,8	72,4	83,4	96,4	110,7	126,0
Potencia térmica cedida al aire: 100% ²	kW	59,8	67,8	78,1	88,0	100,5	116,4	121,7	143,2	183,3	204,8	231,7
Potencia absorbida total ²	kW	9,0	15,1	18,5	20,1	22,1	27,0	32,1	35,9	44,9	53,7	60,0
Circuitos/Compresores	Nº	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2	2/2
Ventiladores/Motores	Nº	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	3/3	3/3	3/3	3/3
Presión estática disponible ⁵	Pa	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Caudal de aire nominal	m³/h	9000	9300	11 000	12 400	14 400	16 500	18 000	21 000	22 000	25 000	27 000
Dimensiones en mm												
Ancho	mm	850	850	850	1230	1230	1230	1230	1230	1230	1230	1230
Largo	mm	2270	2270	2270	2870	2870	2870	2870	3370	3870	3870	3870
Alto	mm	1890	1890	1890	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2300
Modelo DRESY												
Capacidad de deshumectación ¹	l/h	37,3	42,0	48,7	53,9	61,2	71,0	80,7	93,7	111,1	127,1	144,6
Potencia térmica cedida al agua: 45% ¹	kW	27,4	31,8	39,0	41,4	46,8	56,1	61,0	69,7	84,2	96,7	109,6
Potencia absorbida total ¹	kW	10,8	11,9	14,2	16,0	18,1	21,8	25,2	28,5	34,6	40,8	45,4
Modelo DTESY												
Capacidad de deshumectación ³	l/h	37,3	41,7	48,3	53,5	60,6	70,5	80,0	92,0	110,3	127,1	144,6
Potencia térmica cedida al agua: 100% ³	kW	61,5	69,5	81,0	89,6	103,0	119,3	127,6	149,2	185,1	208,6	234,0
Potencia absorbida total ³	kW	11,1	12,2	14,6	16,5	18,6	22,4	25,9	29,4	35,5	41,3	46,5
Modelo DEESY DRY-COOLER												
Capacidad de deshumectación ⁴	l/h	37,3	41,0	48,1	52,4	60,2	70,3	78,8	91,6	109,8	124,8	142,4
Potencia térmica cedida al agua: 100% ⁴	kW	60,8	68,2	79,8	89,6	101,5	118,0	126,3	147,5	184,7	206,8	232,3
Potencia absorbida total ⁴	kW	11,3	12,8	15,3	17,3	19,1	23,1	26,7	30,1	35,8	43,1	48,5

¹ Cediendo calor al aire y al agua. Temperatura aire de retorno piscina: 27 °C, 65% Hr.
Temperatura agua piscina entrada/salida: 26 °C/32 °C

⁴ Cediendo calor solo al agua del intercambiador de piscina.
Temperatura aire de retorno piscina: 29 °C, 65% Hr.
Temperatura agua piscina entrada/salida: 31 °C / 37 °C.

² Cediendo calor solo al aire. Temperatura aire retorno piscina: 27 °C, 65% Hr.

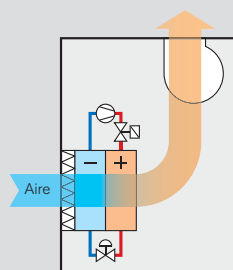
⁵ Sin batería de agua caliente auxiliar y/o módulo mezcla de aire exterior de renovación y posibilidad de free-cooling.

³ Cediendo calor solo al agua. Temperatura aire retorno piscina: 27 °C, 65% Hr
Temperatura agua piscina entrada/salida: 26 °C/32 °C

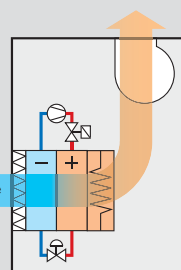
“Estudio energético de la instalación de climatización de un polideportivo con piscina climatizada”
E.T.S. de Ing. Industriales y de Telecomunicación – UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

DAESY

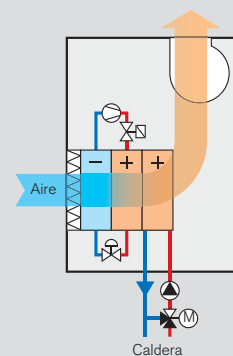
Deshumectación
cediendo calor al
aire de la piscina



BE



BA

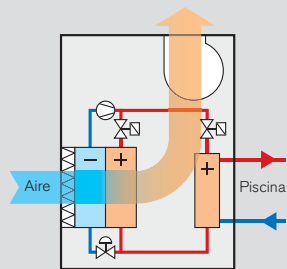


DRESY

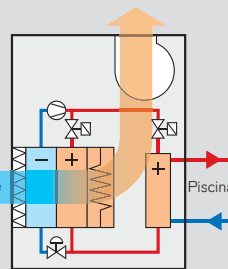
DTESY

DEESY

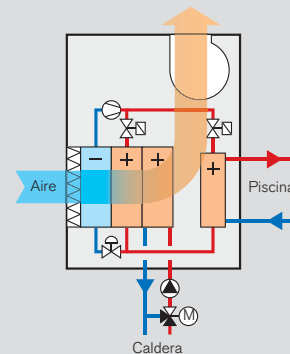
Deshumectación
cediendo calor al
aire y al agua de
la piscina



BE

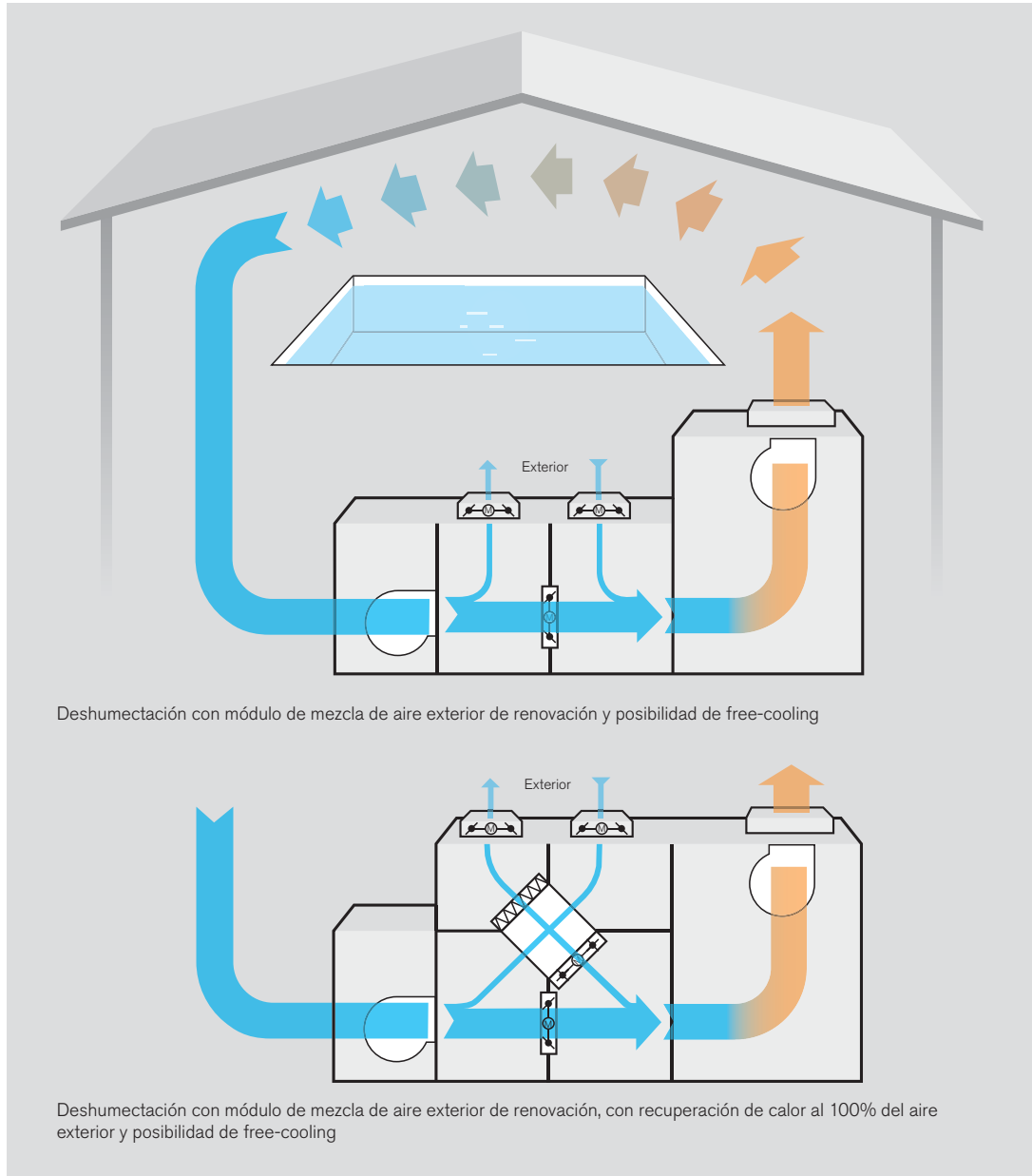


BA



Modelos	DAESY	DRESY	DTESY	DEESY
Cesión 100% al aire de la piscina	●	●	●	●
Cesión 55% al aire de la piscina y 45% al agua de la piscina		●	●	●
Cesión 100% al agua de la piscina			●	●
Cesión del calor excedente mediante Dry-Cooler exterior				●
Baterías adicionales (opcional)				
Batería de apoyo eléctrica (BE)	●	●	●	●
Batería de apoyo de agua caliente (BA)	●	●	●	●
Ejecuciones disponibles (opcional)				
Instalación en el exterior (EXT)	●	●	●	●
Impulsión de aire horizontal en el lado de aspiración (USCO-A)	●	●	●	●
Impulsión de aire horizontal en el lado opuesto al lado de aspiración (USCO-B)	●	●	●	●

Módulos adicionales de tratamiento de aire de renovación



Características de fabricación

Deshumectadora de piscinas con o sin recuperación de calor al agua del vaso, con condensación por aire y ventiladores centrífugos. Compresores herméticos SCROLL y refrigerante R410A.

Estructura

Carcasa realizada con perfilados extruidos en aleación de aluminio de alta resistencia, con sección de 40 x 40 mm.

Perfiles para tornillos escamoteables, de doble aleta con cámara, para garantizar dentro de la unidad la ausencia de protuberancias o discontinuidades.

Paneles

Paneles realizados en doble chapa: el lado interno en acero galvanizado y el lado externo barnizado (RAL 9002) con aislamiento de poliuretano inyectado en caliente (densidad media de 45 kg/m³).

Compresor

Compresor SCROLL de alto rendimiento frigorífico y baja emisión de ruidos, con protección térmica interna contra los excesos de temperatura y con resistencia de cárter.

Baterías

Intercambiador del lado del aire de evaporación constituido por batería de tubos de cobre y aletas de cobre, con bandeja de recogida de condensados en acero inoxidable o material plástico.

Intercambiador del lado del aire de condensación constituido por batería de tubos de cobre y aletas de aluminio.

Sección de filtrado

Filtrado clase G3 en la boca de aspiración del aire.

Recuperación parcial en el lado del agua

Los modelos DRESY, DTESY y DEESY se suministran con intercambiador de placas de cobre soldadas en acero inoxidable, especial para funcionar con agua tratada con cloro, o de tipo de haz de tubos de cuproníquel (DRESY y DTESY Cu/Ni) para funcionar con agua tratada con cloración salina.

En el modelo DEESY, el intercambiador es de placas de cobre soldadas en acero inoxidable para circuito cerrado con agua dulce.

Todos los modelos se suministran con presostato diferencial.

Electroventilador

Electroventilador centrífugo de doble aspiración con motor externo accionado por transmisión por correa con poleas de acero fundido de paso variable.

Equipo estándar provisto con impulsión vertical del aire.

Circuito frigorífico

Circuito frigorífico completamente separado del circuito de aire, incluye:

- Filtro deshidratador antiácido
- Indicador de humedad en las tuberías de refrigerante líquido
- Manómetros de gas de alta y baja presión con baño de aceite
- Conexiones de carga
- Presostatos de seguridad en los lados de alta y baja presión
- Válvula de expansión termostática
- Receptor de líquido (modelos DRESY, DTESY y DEESY) en las tuberías de salida del refrigerante líquido
- Válvula de seguridad de alta presión
- Carga de refrigerante R410A

Cuadro eléctrico

- Alimentación 230 V 1/N 50 Hz (modelo 108 monofásico)
- Alimentación 400 V 3/N 50 Hz (modelos 108 a 2140 trifásicos)
- Seccionador general de maniobra en la alimentación
- Dispositivo de seguridad para bloquear la puerta
- Contactores de potencia para compresores y ventiladores
- Fusibles de protección del circuito auxiliar
- Tarjeta electrónica programable

Controles electrónicos

- Control y gestión del grupo frigorífico (estándar)
- Control básico mediante humidostato y termostato (opcional)
- Control avanzado MCR (opcional)
 - Controladores programables para optimización del funcionamiento de la deshumectadora y módulos adicionales
 - Control sobre parámetros operativos
 - Consolidación y seguimiento de la gestión energética
 - Supervisión de alarmas

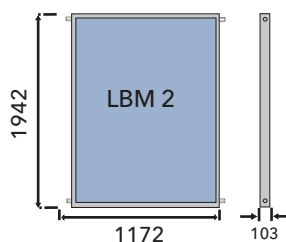
[26]

III.2.3 Instalación solar

Captador plano LBM HTF

Datos Técnicos

Características	LBM 2 HTF	LBM 4 HTF	LBM 6 HTF	LBM 8 HTF	LBM 10 HTF
Área bruta / Área de apertura, m ²	2,28 / 2,02	4,49 / 4,05	6,7 / 6,1	8,9 / 8,1	11,1 / 10,1
Rendimiento óptico, %	83,00				
Coefficiente de pérdidas K1(W/m ² K) / K2(W/m ² K ²)	3,523 / 0,015				
Carcasa del captador	Perfil de marco de aluminio con pared posterior estable de chapa de aluminio, 43mm de aislamiento térmico (23mm de espuma de poliuretano, 20 mm de lana mineral)				
Cubierta de vidrio	Vidrio solar de seguridad de 4 mm				
Transmisividad, %	91				
Absorbedor	Chapa continua				
Superficie de abs.	Superficie altamente selectiva hecha en vacío (absorción=95%, emisividad=5%)				
Volumen abs., l	2,19	4,40	6,71	8,93	11,15
Líquido caloportador	DC20 (propilenglicol con inhibidores), relación de mezcla según necesidad				
Presión máxima de servicio admisible, bar	10				
Conexión de la sonda de temperatura	Mediante vaina de inmersión de 150mm para sondas de diámetro de 6 mm (disponible como accesorio)				
Conexión hidráulica	4 x 22 mm de tubo de cobre				
Cargas máximas admisibles	2,25 kN/m ²				
Ángulos de inclinación admisibles	10° - 85°				
Tipos de fijación	Cubierta plana, cubierta inclinada				
Dimensiones (largo), mm	1.172	2.314	3.456	4.598	5.740
Dimensiones (ancho x alto), mm	1.942 x 103				
Peso en vacío, kg	45	90	133	175	218
Contraseña de certificación	NPS-14009	NPS-14109	NPS-14209	NPS-14309	NPS-14409
Referencia	104 005 20	104 005 04	104 005 06	104 005 08	104 005 10



[27]

Acumuladores solares

Acumulador de inercia RATIO HP

Acumulador de acero para el apoyo solar a la calefacción ó la combinación de una instalación solar con una caldera de sólidos. Aislamiento desmontable libre de hidrocarburos clorofluorados y PVC con regleta de enganches y revestimiento robusto de poliestirol. Pérdidas térmicas mínimas mediante el aislamiento de espuma blanda de 120 mm de espesor con capa de polietileno. Montaje de sondas variable en altura mediante regleta de apriete. Interior del depósito de acero negro, exterior de acero pintado con color antioxidante. 9 tomas de 1 1/4" de rosca exterior para junta plana, toma superior como tubo de inmersión. Con chapa deflectora para estabilizar la estratificación. Presión máxima de servicio admisible 3 bar. Apto entre otro para la combinación con estación de calentamiento instantáneo RATIO-fresh

RATIO-H P 500, volumen 500 l, diámetro 650 mm, alto 1840 mm (con aislamiento), alto de vuelco 1870 mm (sin aislamiento).

Nº de Ref. 130 102 25

1.551,11

RATIO-H P 800, volumen 800 l, diámetro 800 mm, alto 1837 mm (con aislamiento), alto de vuelco 1910 mm (sin aislamiento).

Nº de Ref. 130 102 35

1.560,62

RATIO-H P 1000, volumen 1000 l, diámetro 800 mm, alto 2220 mm (con aislamiento), alto de vuelco 2270 mm (sin aislamiento).

Nº de Ref. 130 102 33

1.635,22

RATIO-H P 1500, volumen 1500 l, diámetro 1000 mm, alto 2202 mm (con aislamiento), alto de vuelco 2270 mm (sin aislamiento).

Nº de Ref. 130 102 37

2.424,86

RATIO-H P 500G, con intercambiador de serpentín (1,9 m²)

Cotas igual que RATIO-H P 500

Nº de Ref. 130 102 26

1.837,43

RATIO-H P 800G, con intercambiador de serpentín (3,0 m²)

Cotas igual que RATIO-H P 800

Nº de Ref. 130 102 36

2.026,45

RATIO-H P 1000G, con intercambiador de serpentín (3,0 m²)

Cotas igual que RATIO-H P 1000

Nº de Ref. 130 102 34

2.157,81

RATIO-H P 1500G, con intercambiador de serpentín (3,5 m²)

Cotas igual que RATIO-H P 1500

Nº de Ref. 130 102 38

2.815,86

Kits de conexión para acumulador ECOplus

Kit de conexión por soldadura ESTÁNDAR para ECOplus

5 conjuntos de boquilla para soldar LT 22-5/4", conjunto de boquilla para soldar LT 22-1", tapón 1 1/2" y tapa 3/4".

Nº de Ref. 139 000 08

54,65

Kit de conexión a rosca ESTÁNDAR para ECOplus

5 conjuntos de unión roscada GT 5/4" - 1", conjunto de unión roscada GT 1" - 3/4", tapón 1 1/2" y tapa 3/4".

Nº de Ref. 139 000 29

59,77

Kits de conexión para acumulador TERMO

Kit de conexión por soldadura ESTÁNDAR para TERMO

Incluye 2 grifos de llenado y vaciado 1/2", 3 tapas 5/4" y 9 conjuntos de boquilla para soldar LT 22-5/4"

Nº de Ref. 139 000 10

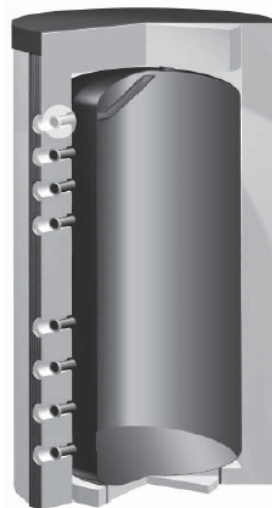
125,15

Kit de conexión roscada ESTÁNDAR para TERMO

Incluye 2 grifos de llenado y vaciado 1/2", 3 tapas 5/4" y 9 conjuntos de unión roscada GT 5/4" - 1"

Nº de Ref. 139 000 32

134,72



[27]

III.2.4 Bomba de calor piscina

61WG/30WG/30WGA

Capacidad frigorífica nominal 25-95 kW

Capacidad calorífica nominal 29-117 kW

Las unidades 30WG/30WGA y 61WG son enfriadoras de líquido y bombas de calor que han sido diseñadas para aplicaciones comerciales (oficinas, pequeños hoteles, instalaciones de tiempo libre), aplicaciones residenciales y aplicaciones industriales. Todas las unidades ofrecen una combinación única de altas prestaciones y funcionalidad en un bastidor excepcionalmente compacto.

Las unidades 61WG han sido diseñadas especialmente para aplicaciones de calefacción de alta temperatura con instalaciones de tiempo libre 65°C y un COP de más de 5.

Las unidades 30WG, también disponibles en versión sin condensador (30WGA), han sido diseñadas para aplicaciones de aire acondicionado con un valor de ESEER excepcionalmente alto. Puesto que pueden producir agua enfriada hasta -12°C también son adecuadas para aplicaciones de procesos.

Existe un gran número de opciones para ambas versiones:

- kits hidrónicos con caudal de agua variable o sin él,
- aislamiento acústico reforzado,
- apilado y conexión de dos unidades
- aplicaciones de baja temperatura hasta -12°C (solamente 30WG).

Características

- Ocupa poco espacio horizontal
- Compresor scroll y refrigerante R-410A
- Bomba de caudal variable
- Opción con bajo nivel de ruido (-3 dB(A))
- Apilado de dos unidades para una mayor capacidad
- Protocolos de comunicación compatibles: JBus, BacNet, MS/TP, LON
- Conexión de agua en la parte superior o posterior (solamente 30WG/61WG).

Modelos disponibles

61WG – optimizada para calefacción

- Alta temperatura hasta +65°C
- Temperatura del evaporador hasta -5°C
- Control de la válvula desviadora de tres vías para necesidades de agua caliente sanitaria y calefacción de espacios
- Enfoque del sistema – el gestor del sistema de calefacción maximiza el rendimiento global de sistemas complejos en que las unidades 61 WG se combinan con una fuente de calor auxiliar para atender a una calefacción de espacios multizona y a la producción de agua caliente sanitaria.

30WG – optimizada para aire acondicionado y enfriamiento de proceso

- Temperatura del evaporador hasta -12°C
- Temperatura del condensador hasta +60°C
- Existen dispositivos de control de la presión de condensación

30WGA – optimizada para aire acondicionado

- Funcionamiento continuo hasta temperatura de condensación saturada de 62°C
- Se dispone de condensadores remotos compatibles
- Control remoto optimizado del ventilador del condensador

La unidad adecuada para cualquier aplicación

- La alta temperatura de las unidades 61WG las hace compatibles con la mayoría de las fuentes de calor, tanto en edificios nuevos como remodelados y permite la producción de agua caliente sanitaria (con un punto de consigna de temperatura dedicado).
- La opción 153 “Control de ACS y calefacción de espacios incorporado” permite controlar las necesidades tanto de agua caliente sanitaria como de calefacción de espacios:
- Producción de agua caliente sanitaria: una válvula de tres vías incorporada está destinada a desviar el flujo de calor del circuito de calefacción de espacios al de agua caliente sanitaria y a la inversa.
 - Control de calefacción de espacios: El punto de consigna es ajustable, basándose en la programación diaria o la temperatura exterior (función de compensación climática).
 - Control de sistemas auxiliares: si se detectara una alarma en la 61 WG o si hubiera una capacidad calorífica insuficiente, una señal digital pone en funcionamiento un calentador eléctrico (de 1 a 4 etapas) o una caldera.
 - Control de la bomba: permite el control de la bomba incorporada así como de la bomba del circuito secundario (a los terminales).
- En las unidades 30WG la señal de control de la presión asegura un funcionamiento seguro y un rendimiento máximo a bajas temperaturas del agua en el lado de la fuente.
- Las unidades sin condensador 30WGA son ideales para proyectos de renovación en los que existe en el emplazamiento un condensador remoto, y para todos los proyectos sin sumideros geotérmicos/naturales para eliminación del calor.
- En las unidades 61WG, el accesorio del gestor del sistema de calefacción (HSM) permite el control de sistemas con varias fuentes de calor y distintos sistemas adicionales: calentador eléctrico, caldera o para los sistemas más complejos de calefacción de distrito (véanse las páginas 9 a 11).

[21]

Datos físicos 61WG

61WG		020	025	030	035	040	045	050	060	070	080	090
Aplicaciones de calefacción según la norma EN14511-3: 2011*												
Capacidad calorífica - condición 1	kW	29,0	34,4	38,3	44,2	50,2	57,2	68,6	78,2	88,4	100	117
COP	kW/kW	5,42	5,29	5,21	5,29	5,34	5,32	5,49	5,36	5,46	5,28	5,33
Clase Eurovent, calefacción	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Aplicaciones de calefacción**												
Capacidad calorífica - condición 1	kW	28,9	34,3	38,1	44,1	49,9	57,0	68,3	77,9	88,1	100	116
COP	kW/kW	5,75	5,62	5,56	5,65	5,73	5,69	5,76	5,63	5,76	5,59	5,65
Aplicaciones de calefacción según la norma EN14511-3: 2011*												
Capacidad calorífica - condición 2	kW	21,7	25,7	29,4	34,1	37,7	42,1	50,4	56,7	67,1	74,6	87,0
COP	kW/kW	4,24	4,26	4,29	4,27	4,27	4,25	4,25	4,27	4,26	4,28	4,29
Aplicaciones de calefacción**												
Capacidad calorífica - condición 2	kW	21,6	25,7	29,3	34,0	37,6	42,0	50,3	56,5	66,8	74,4	86,7
COP	kW/kW	4,42	4,46	4,51	4,49	4,49	4,46	4,38	4,41	4,42	4,44	4,46
Aplicaciones de calefacción según la norma EN14511-3: 2011*												
Capacidad calorífica - condición 3	kW	27,7	33,1	36,7	42,7	48,7	54,8	66,4	75,7	84,2	95,3	109
COP	kW/kW	4,35	4,34	4,20	4,27	4,32	4,36	4,51	4,32	4,35	4,27	4,31
Clase Eurovent, calefacción	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	B
Aplicaciones de calefacción**												
Capacidad calorífica - condición 3	kW	27,6	32,9	36,5	42,5	48,5	54,5	66,2	75,4	83,8	94,9	109
COP	kW/kW	4,53	4,53	4,39	4,47	4,53	4,58	4,67	4,47	4,51	4,44	4,47
Aplicaciones de calefacción según la norma EN14511-3: 2011*												
Capacidad calorífica - condición 4	kW	25,7	30,7	33,7	39,6	42,9	49,1	60,6	70,7	76,3	85,0	97,4
COP	kW/kW	2,96	2,96	2,86	2,93	2,88	2,96	2,98	3,04	2,99	2,94	2,97
Aplicaciones de calefacción**												
Capacidad calorífica - condición 4	kW	25,7	30,7	33,6	39,5	42,9	49,0	60,5	70,7	76,3	85,0	97,3
COP	kW/kW	3,01	3,01	2,91	2,98	2,93	3,01	3,01	3,08	3,02	2,98	3,00
Peso en funcionamiento***	kg	191	200	200	207	212	220	386	392	403	413	441
Niveles sonoros****												
Nivel de potencia sonora 10 ⁻¹² W, unidad estándar	dB(A)	67,0	68,5	69,0	69,3	70,0	70,1	71,5	72,0	72,0	73,0	73,4
Dimensiones, unidad estándar†												
Profundidad	mm	600	600	600	600	600	600	880	880	880	880	880
Anchura	mm	1044	1044	1044	1044	1044	1044	1474	1474	1474	1474	1474
Altura	mm	901	901	901	901	901	901	901	901	901	901	901
Compresores												
Cantidad		Hermético, de scroll, 48,3 r/s										
Número de etapas de capacidad		1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
Capacidad mínima	%	100	100	100	100	100	100	50	50	50	50	50
Refrigerante***												
		R-410A										
Carga, unidad estándar	kg	3,5	3,5	3,6	3,7	4,0	4,6	7,6	7,8	7,9	8,7	11,5
Carga, unidad con opción 272	kg	2,7	2,9	2,9	3,0	3,2	3,9	7,2	7,3	7,4	7,6	10,5
Tipo de control												
		Pro-Dialog+										
Evaporador												
		Intercambiador de calor de placas de expansión directa										
Volumen de agua	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5,0	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Conexiones de agua		Victaulic										
Entrada/salida	pulg.	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2
Presión máx. de funcionamiento, lado de agua sin módulo hidráulico	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Condensador												
		Intercambiador de calor de placas										
Volumen de agua neto	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5,0	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Conexiones de agua		Victaulic										
Entrada/salida	pulg.	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2
Presión máx. de funcionamiento, lado de agua sin módulo hidráulico	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Color de la pintura del chasis												
		Código del color: RAL7035										

Datos eléctricos

61WG sin módulo hidráulico		020	025	030	035	040	045	050	060	070	080	090	
Circuito de potencia													
Características nominales	V-f-Hz	400-3-50											
Rango de tensión	V	360-440											
Alimentación del circuito de control		24 V, mediante transformador interno											
Corriente máxima de arranque (Un)*													
Unidad estándar	A	98	142	142	147	158	197	161	163	172	185	226	
Con arrancador electrónico opcional	A	53,9	78,1	78,1	80,9	86,9	108,4	98	99	105	114	139	
Factor de potencia de la unidad con la capacidad máxima**		0,83	0,82	0,84	0,83	0,82	0,84	0,82	0,82	0,83	0,82	0,84	
Consumo máximo en funcionamiento**		kW	9,7	11,4	12,8	14,7	16,6	18,7	22,8	25,6	29,4	33,2	37,4
Corriente nominal de la unidad en funcionamiento***		A	12,9	15,8	16,8	19,2	20,7	24,6	31,6	33,6	38,4	41,4	49,2
Corriente máxima en funcionamiento (Un)****		A	16,1	19,6	21,1	24,4	26,7	30,9	39,2	42,2	48,8	53,4	61,8
Corriente máxima en funcionamiento (Un-10%)†		A	17,8	21,6	23,2	26,9	29,4	34,0	43,2	46,4	53,8	58,8	68,0
Reserva de potencia de la unidad por parte del usuario		Reserva por parte del usuario en el circuito de control de 24 V											
Estabilidad y protección ante cortocircuitos		Véase la tabla siguiente "Corriente de estabilidad de cortocircuito"											

III.2.5 Planta enfriadora pista/vestuarios + salas actividades

30RW/30RWA

Capacidad frigorífica nominal de 20-315 kW

- La variedad de enfriadoras de líquido Aquasnap 30RW/30RWA presenta las últimas innovaciones tecnológicas: compresores de scroll, control digital Pro-Dialog con adaptación automática y refrigerante HFC-407C, compatible con el ozono. Aquasnap puede suministrarse de forma estándar módulos hidrónicos para el evaporador y el condensador, lo cual permite limitar la instalación a sencillas operaciones de conexión de tuberías para el agua entrante y saliente. Un algoritmo de control con adaptación automática permite regular de forma inteligente la velocidad de la bomba de agua del condensador, así como el funcionamiento de los ventiladores del enfriador de glicol (30RW) o de los ventiladores del condensador enfriado por aire (30RWA), lo cual garantiza un funcionamiento económico y fiable en todas las condiciones climáticas.

Instalación sin complicaciones

- Módulos hidrónicos integrados: reducen al mínimo la complejidad de la instalación y el espacio requerido en el local de la enfriadora.

Módulo hidrónico del evaporador

Consta de un filtro de tamiz desmontable, una bomba de agua única o doble, un depósito de dilatación, un interruptor de flujo de agua, una válvula de seguridad, un manómetro y una válvula de purga. Una válvula de control permite el ajuste del caudal de agua según las características de la instalación. Todos los componentes están aislados para evitar la congelación.

Módulo hidrónico del condensador

Consta de un filtro de tamiz desmontable, una bomba de agua única o doble (tamaños 060-300) de velocidad variable, un depósito de dilatación, una válvula de seguridad, un manómetro y una válvula de purga. La bomba de velocidad variable controla la presión de condensación de la enfriadora y evita la necesidad de instalar una válvula mezcladora de tres vías en el circuito de agua del condensador.

- Control de los ventiladores: Pro-Dialog también controla los ventiladores del enfriador de glicol o del condensador remoto enfriado por aire. Existen dos métodos: hasta un máximo de 8 etapas con equilibración de los tiempos de funcionamiento (30RW/RWA) de los ventiladores, o bien variación continua de la velocidad (30RWA).
- Conexiones eléctricas rápidas: Aquasnap viene equipado, de forma estándar, con un interruptor de desconexión general y un transformador de 24 V para la alimentación del circuito de control. Un solo punto de entrada de alimentación eléctrica trifásica sin neutro da servicio a toda la unidad.

Funcionamiento económico

- La presión de condensación se optimiza mediante un algoritmo de adaptación automática patentado. En circunstancias de carga parcial o temperatura exterior moderada, un algoritmo inteligente se encarga de controlar la velocidad de la bomba de agua del condensador, así como el funcionamiento del enfriador de glicol (30RW) o de los ventiladores del condensador (30RWA), para mantener la presión de condensación en su mínimo valor posible.

[21]

Datos físicos

Datos eléctricos

Néstor Vicente Monclús

“Estudio energético de la instalación de climatización de un polideportivo con piscina climatizada”
E.T.S. de Ing. Industriales y de Telecomunicación – UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

Rendimiento a carga parcial

30RW		110	120	135	150	160	185	210	245	275	300
ESEER	kW/kW	4,79	4,56	4,74	4,66	5,36	5,06	5,17	5,01	5,27	5,15

ESEER Cálculos basados en los rendimientos estándar (según EN14511-3: 2011) con certificación Eurovent.

Límites de funcionamiento

Límites de funcionamiento (30RW/RWA)

30RW/30RWA	En el arranque		En el apagado
Evaporador	Mínimo, °C	Máximo, °C	Máximo, °C
Temp. de entrada del agua	7,5	30	50
Durante el funcionamiento normal			
	Mínimo, °C	Máximo, °C	Máximo, °C
Temp. de salida del agua	5 (nota 1)	15	50
30RW - con módulo hidrónico y bomba de velocidad variable			
	En el arranque y el funcionamiento	Durante el funcionamiento	
Condensador	Mínimo	Máximo	
Temp. de entrada del agua	-15	47 (nota 3)	
Temp. de salida del agua	-	52	
Enfriador de glicol			
Temp. de entrada del aire	-20	(nota 4)	
30RW - sin módulo hidrónico			
	En el arranque y el funcionamiento	Durante el funcionamiento	
Condensador	Mínimo	Máximo	
Temp. de entrada del agua	20 (nota 2)	47 (nota 3)	
Temp. de salida del agua	25	52	
Enfriador de glicol			
Temp. de entrada del aire	(nota 5)	(nota 4)	
30RWA - con ventilador de velocidad variable			
	En el arranque y durante el funcionamiento		
Condens. enfriado por aire	Mínimo	Máximo	
Temp. de entrada del aire	-10	(nota 6)	
30RWA - con ventilador de velocidad fija			
	En el arranque y durante el funcionamiento		
Condens. enfriado por aire	Mínimo	Máximo	
Temp. de entrada del aire	0	(nota 6)	

Notas:

- Las unidades 30RW/30RWA pueden funcionar entre 4°C y 0°C sin modificaciones. En cualquier caso, las unidades deben configurarse para baja temperatura del agua saliente (se requiere el uso de anticongelante).
- Las unidades 30RW sin módulo hidrónico que funcionan con una temperatura de agua de entrada al condensador por debajo de 20°C requieren el uso de una válvula de tres vías que se controla desde la salida analógica 0-10 V del control PRO-DIALOG.
- Para un caudal correspondiente a un Δt del condensador de 5 K.
- La temperatura máxima del aire entrante varía según la selección del enfriador de glicol.
- El intervalo de temperaturas mínimas del aire entrante se encuentra entre 15 y 20°C (sin el uso de válvulas de tres vías).
- El funcionamiento a una temperatura ambiente mínima de -15°C es posible mediante el uso de una válvula de tres vías que mantiene la temperatura de condensación mínima requerida (vea la nota 2).

La temperatura máxima del aire entrante varía según la selección del condensador remoto.

IMPORTANTE: Temperaturas ambientales máximas. Para el almacenamiento y transporte de las unidades 30RW, las temperaturas mínima y máxima no deben sobrepasar los -20°C y 50°C, respectivamente. Estas son las temperaturas recomendadas en el transporte mediante contenedores.

Caudal de agua en el evaporador

	Caudal mínimo, l/s	Caudal máximo*, l/s		Caudal máximo**, l/s
		Una sola bomba	Doble bomba	
30RWA				
020	0,3	1,7	-	1,7
025	0,4	2,5	-	3,1
030	0,5	2,5	-	3,1
040	0,7	3,4	-	3,7
045	0,8	3,8	-	4,7
060	0,9	5,7	5,6	5,9
070	1,2	6,2	6,1	7,3
080	1,4	6,4	6,2	8
090	1,5	6,6	6,3	8,4
30RW/RWA				
110	1,8	8,3	11,7	10,3
120	2,2	8,5	12,4	11,4
135	2,4	8,8	13,1	12,8
150	2,7	9	13,7	14,3
160	2,7	14,2	14,2	15,9
185	3,1	14,5	14,5	17
210	3,8	17,4	22	24
245	4,4	17,4	22	24
275	5	18,1	23,3	29,1
300	5,5	18,1	23,3	29,1

* Caudal máximo para una presión disponible de 50 kPa (unidad con módulo hidrónico)

** Caudal máximo para una pérdida de presión de 100 kPa en el intercambiador de calor de placas (unidad sin módulo hidrónico)

Caudal de agua en el condensador

	Caudal mínimo* (l/s) (capacidad mín. del condens.), $\Delta t = 10$ K	Caudal nominal en el condensador en condiciones Eurovent, l/s	Caudal máximo** (l/s) (capacidad máx. del condens.), $\Delta t = 50$ K
30RWA			
020	0,5	1,2	1,4
025	0,7	1,5	1,8
030	0,8	1,7	2
040	1	2,3	2,7
045	1,2	2,7	3,1
060	1,4	3,3	3,8
070	1,8	4,1	4,8
080	2,1	4,7	5,5
090	2,3	5,4	6,2
30RW/RWA			
110	2,8	6,4	7,4
120	3,3	7,3	8,5
135	3,6	8,3	9,5
150	4	9,1	10,3
160	4,2	9,4	10,9
185	4,7	10,8	12,5
210	5,7	12,7	14,6
245	6,5	14,5	16,8
275	7,3	16,6	19
300	8	18,2	20,5

* El caudal mínimo especificado es para unidades sin módulo hidrónico que presentan un caudal constante en el condensador.

Las unidades con módulo hidrónico presentan un caudal variable y no tienen un caudal mínimo fijo.

El caudal mínimo se optimiza, mediante control de la unidad en paralelo con las etapas de ventilador del enfriador de glicol para todas las condiciones de funcionamiento, especialmente en circunstancias de baja temperatura exterior y carga reducida.

** El caudal máximo especificado es para unidades sin módulo hidrónico que presentan un caudal constante en el condensador.

Las unidades con módulo hidrónico presentan un caudal variable. El caudal máximo de optimiza mediante control de la unidad para todas las condiciones de funcionamiento, según la capacidad de la bomba, la pérdida de presión del sistema y la temperatura exterior.

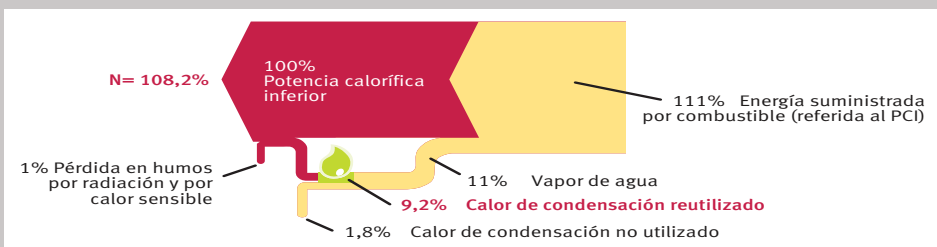
III.2.6 Caldera

THERMOSYSTEM CONDENS

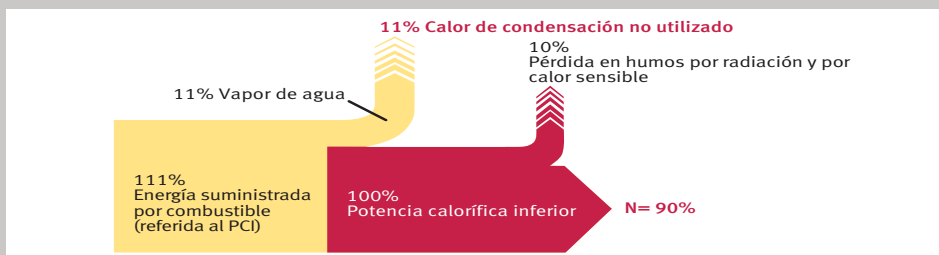
		F80/3	F120/3	F160/3	F200/3	F240/3	F280/3	
Características generales		Unidad						
Potencia nominal	80/60°C	kW	13,6-78,2	21,3-113,4	26,2-156,5	43,1-196,8	47,0-236,2	51,0-275,5
	60/40°C	kW	14,1-80,4	22,1-116,5	27,1-160,8	44,2-201,0	48,2-241,2	52,3-281,4
	40/30°C	kW	14,7-84,1	23,1-121,8	28,4-168,2	46,2-210,2	50,4-252,2	54,7-294,3
Temperatura de gases de evacuación		°C	60-70					
Presión máx. disponible aspiración-expulsión		Pa	200					
Clase NOx		-	5					
Rendimiento nominal (fijo)	80/60	%	97,8			98,4		
	60/40	%	100,5					
	50/30	%	103,0					
	40/30	%	105,1					
Rendimiento homologado (referido al ajuste en la potencia calorífica nominal) (DIN 4702.98)	75/60	%	106,0					
	40/30	%						
Rendimiento del 30% (DIN EN 483)		%	108,0					
Presión de funcionamiento máxima		bar	6					
Volumen de agua en caldera		L	5,74	8,07	10,4	12,73	15,05	17,37
Caudal nominal de agua en circulación	Δt=20K	m³/h	3,44	4,99	6,88	8,60	10,33	12,05
Pérdida de carga	Δt=20K	mbar	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0	105,0
Cantidad de agua de condensación	40/30	L/h	13,0	20,0	27,0	34,0	40,0	47,0
Características eléctricas								
Tensión nominal		W/Hz	230/50					
Absorción de potencia eléctrica máxima		W	260	260	320	320	320	320
Tipo de protección		-	IP 20					
Dimensiones y pesos								
Altura		mm	1.285					
Anchura		mm	695					
Profundidad		mm	1.240			1.550		
Peso de montaje		kg	200	220	235	275	295	310
Peso operacional		kg	210	235	255	300	320	340
Conexión de calefacción			R2"					
Conexión evacuación condensados Ø		mm	21					
Conexión de gas Ø		-	R 1 1/2"					
Conexión chimeneas expulsión/admisión Ø		mm	150/130			200/130		
Otros								
Tipos de instalación autorizados		-	B23, B23P, C33, C43, C53, C83, C93					

Modelo	Potencia (kW)	Categoría del gas	Rango de potencia calorífica (kW)	Modulación (%)
THERMOSYSTEM CONDENS F80/3	80	I2H	14,7 - 84,1 (40/30 °C) 13,6 - 78,2 (80/60 °C)	17,5 - 100
THERMOSYSTEM CONDENS F120/3	120	I2H	23,1 - 121,8 (40/30 °C) 21,3 - 113,4 (80/60 °C)	19 - 100
THERMOSYSTEM CONDENS F160/3	160	I2H	28,4 - 168,2 (40/30 °C) 26,2 - 156,5 (80/60 °C)	17 - 100
THERMOSYSTEM CONDENS F200/3	200	I2H	46,2 - 210,2 (40/30 °C) 43,1 - 196,8 (80/60 °C)	22 - 100
THERMOSYSTEM CONDENS F240/3	240	I2H	50,4 - 252,2 (40/30 °C) 47,0 - 236,2 (80/60 °C)	20 - 100
THERMOSYSTEM CONDENS F280/3	280	I2H	54,7 - 294,3 (40/30 °C) 51,0 - 275,5 (80/60 °C)	19 - 100

Rendimiento nominal de la caldera THERMOSYSTEM CONDENS con temperatura de calefacción 40/30°C



Rendimiento nominal de una caldera convencional de calor con temperatura de calefacción 75/60°C



[28]

Santander, 1 de marzo de 2016

D. Néstor Vicente Monclús

IV PLANOS

V PRESUPUESTO

V.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

V.1.1 Presupuesto

Se detalla a continuación el presupuesto de las partes más relevantes de la instalación analizada. No se trata de un proyecto de ejecución por lo que se realiza un presupuesto basado en grandes números.

V.1.1.1 Instalación solar

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	COSTE Ud. (€)	TOTAL (€)
Colector Solar (LBM 2 AR)	36	760,13	27364,9
Acumulador Solar (RATIO_H P4000)	1	4849,72	4849,72
Intercambiador de Calor VITOTRANS 100 PWT	1	1235	1235
Equipo de control SUNGO XLS	1	617,29	617,29
Kit de conexión	1	450	450
Tuberías de cobre (m, €/m)	50	15	750
Valvulería	25	55	1375
Otros: regulación, fluido caloportador, vaso de expansión, grupo hidráulico, etc.	-	15130	15130
Instalación (h)	200	25	5000

TOTAL (€)			56771,9
------------------	--	--	----------------

Tabla 80: Presupuesto instalación solar

Repercusión mano de obra: 8,8%

Repercusión pequeño material: 26,65%

V.1.1.2 Piscina

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	COSTE Ud. (€)	TOTAL (€)
UTA	1	35545	35545
Bomba de Calor agua-agua (Carrier 61 WG- 70)	1	46300	46300
Depósito de inercia 2500	1	3598	3598
Dist Aire: Conductos +Rejillas impulsión/retorno	18	108,9	1960,2
Tuberías de acero (m, €/m)	450	30	13500
Otros (Difusores, aislamiento lana de vidrio, motobomba, etc.)	-	-	3000
Instalación	300	25	7500
TOTAL (€)			111403,2

Tabla 81: Presupuesto instalación de climatización piscina

Repercusión mano de obra: 6,7%

Repercusión pequeño material: 2,7%

V.1.1.3 Pista

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	COSTE Ud. (€)	TOTAL (€)
UTA	1	30000	30000
Depósito de inercia 1500l	1	2195	2195
Enfriadora agua-agua (Carrier 30RW-185)	1	35670	35670
Dist Aire: Conductos +Rejillas impulsión/retorno	15	108,9	1633,5
Tuberías de acero (m, €/m)	500	30	15.000
Otros	-	-	3500
Instalación	275	25	6875
TOTAL (€)			94837,5

Tabla 82: Presupuesto instalación de climatización pista

Repercusión mano de obra: 7,2%

Repercusión pequeño material: 3,4%

V.1.1.4 Vestuarios + Gimnasio + Sala multiusos

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	COSTE Ud. (€)	TOTAL (€)
UTA	1	20000	20000
Enfriadora agua- agua (Carrier 30RW-60)	1	22570	22570
Depósito de inercia 1500l	1	2195	2195
Dist Aire: Conductos +Rejillas impulsión/retorno	10	108,9	1089
Tuberías de acero (m, €/m)	550	30	16500
Otros	-	-	3000
Instalación	200	25	5000
TOTAL (€)			70354

Tabla 83: Presupuesto instalación de climatización vestuarios + salas actividades [29]

Repercusión mano de obra: 7,1%

Repercusión pequeño material: 4,26%

V.1.1.5 Sistema auxiliar

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	COSTE Ud. (€)	TOTAL(€)
Caldera de condensación THERMOSYSTEM CONDENS F 80/3	4	5227,24	20908,96
Depósito de inercia 1500	1	2195	2195
Acumulador auxiliar (RATIO_H P2500)	1	3424,86	3424,86
Intercambiador de placas	11	1235	1235
Tuberías de acero (m, €/m)	14	15	210
Otros (Motobomba, colector, vaso de expansión)	-	-	2000
Instalación (h)	160	25	4000
TOTAL(€)			33973,82

Tabla 84: Presupuesto sistema auxiliar

Repercusión mano de obra: 11,8%

Repercusión pequeño material: 5,9%

V.1.1.6 PRESUPUESTO GLOBAL

TOTAL	367340,42 €
--------------	--------------------

V.1.2 Viabilidad económica (VAN-TIR-PR)

El análisis económico del proyecto toma valores actuales y prevé la evolución futura de los mismos, esto nos permitirá obtener una estimación de la rentabilidad económica del proyecto. Para cuantificarlo calcularemos los siguientes parámetros:

- VAN (Valor actual neto), mide la rentabilidad absoluta:

$$VAN = \sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+k)^j} - I_0$$

FC Flujo de caja del año j

I_0 Inversión inicial

k Tipo de interés

- TIR (Tasa interna de rentabilidad), mide la rentabilidad respecto a la inversión:

$$\sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+TIR)^j} - I_0 = 0$$

- PR (Periodo de retorno), número de años que pasarán hasta que la suma de flujo de cajas actualizada igualará el capital inmovilizado:

$$\sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+k)^j} - I_0 = 0$$

- Análisis de sensibilidad; Se trata de un estudio para valorar la inversión realizada de cara a posibles cambios en el flujo de caja. En este caso se realiza de cara a la posible variación en el precio de la energía. Se utiliza la expresión:

$$\frac{VAN_1 - VAN_0}{VAN_0} \times 100$$

Donde

VAN VAN calculado tras modificarse alguna variable

VAN_0 VAN calculado inicialmente

Se tendrán en cuenta los siguientes valores de referencia:

- Periodo de vida de la instalación: 20 años
- Precio actual del kWh eléctrico: 0,09 €/kWh
- Precio del kWh de gas natural: 0,042 €/kWh
- Tipo de interés: Pesimista ($k=0,06$); Realista ($k=0,045$); Optimista ($k=0,03$)

Para realizar este análisis se van a comparar distintos tipos de instalaciones estudiadas a lo largo del proyecto.

CLIMATIZACIÓN PISCINA CON RECUPERADOR – SIN RECUPERADOR

Se compara aquí una instalación con recuperador en la UTA con una instalación que carezca de él. Se va a cuantificar la rentabilidad absoluta de una UTA frente a la otra por lo que se realiza en base a la energía demandada y a la inversión realizada en un caso y en otro. La bomba aporta todo el calor necesario por lo que el consumo es de electricidad solamente y los flujos de caja se corresponden con lo que dejo de pagar cada año gracias al recuperador.

ΔI_0 (€)	VAN optimista (€)	VAN realista (€)	VAN pesimista (€)	TIR %	PR (Años)
10000	76055	65241	56345	106,28	< 2

Tabla 85: Viabilidad económica instalación con/sin recuperador

Este caso es claramente muy rentable, se recupera la inversión en 1,9 años para el caso realista. Por ello la norma obliga a instalar este tipo de recuperadores.

CLIMATIZACIÓN CON REGULACIÓN PROGRAMABLE

Se valora ahora la rentabilidad absoluta de la instalación con una regulación avanzada, de forma que la instalación se pueda comportar en cada momento de la forma mas eficiente. Esto supondrá elegir la configuración más apropiada y con los caudales óptimos de cada tipo de aire. Se estima una diferencia de inversión de 15.000 euros por cada UTA . Como en nuestra instalación hay 3, $\Delta I_0=45000$ €.

	Optimista	Realista	Pesimista	TIR %
VAN (€)	67048	52968	41384	15,85
PR	6,8	7,3	8,5	

Tabla 86: Viabilidad económica instalación con control programable

Santander, 1 de marzo de 2016

D. Néstor Vicente Monclús

VI ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

VI.1 IMPACTO AMBIENTAL

En la evaluación medio ambiental vamos a cuantificar los efectos de una reducción de la energía demandada por la instalación, en términos de reducción de emisiones CO₂, NO_x, y SO_x. También se tendrá en cuenta dentro de la energía que habrá que aportar, el origen de la misma. Comparamos el uso de la energía solar con otras posibilidades de calefacción mediante gas natural y electricidad.

VI.1.1 Emisiones de CO₂

Este valor es básico a la hora de analizar los sistemas. En nuestro caso dependerá de los consumos eléctricos y de gas ya que no se han considerado otros combustibles. El dato clave para realizar estos cálculos será el coeficiente de paso de kWh consumidos a kg de CO₂ emitidos. En el caso de la electricidad varía cada año en función del mix de producción de los distintos tipos de centrales existentes (carbón, gas, nucleares, renovables...)

- Emisiones de CO₂ energía eléctrica: 0,331 kgCO₂/kWh [29]
- Emisiones de CO₂ gas natural: 0,204 kgCO₂/kWh

	Energía Ahorrada (kWh)	Gas Natural (kg CO₂)	Electricidad (kg CO₂)
PISTA (recuperador entre bat)	271089	55302,2	89730,5
Solar térmica	71400	14565,8	23633,4
Instalación Inteligente	83682,6	17071,3	27698,9

Tabla 87: Ahorro de emisiones contaminantes

Santander, 1 de marzo de 2016

D. Néstor Vicente Monclús

REFERENCIAS

- [1] Guía de eficiencia energética en instalaciones deportivas. Fundación de la energía de la Comunidad de Madrid, 2008
- [2] Auditoría energética de piscina cubierta. Creara, 2011
- [3] Fundamentos de climatización para instaladores e ingenieros recién titulados. ATECYR, 2010
- [4] Proyecto final de carrera: “Diseño de instalación térmica de climatización y producción de ACS del polideportivo municipal de Polanco”. Ricardo Herrera Torres, 2014. Universidad de Cantabria
- [5] Código técnico de la edificación (CTE), 2015
- [6] Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE). ATECYR, 2013
- [7] Documento técnico de instalaciones en la edificación. DTIE 1.02 Calentamiento de agua de piscinas. ATECYR, 1996
- [8] Documento técnico de instalaciones en la edificación. DTIE 10.06 Piscinas cubiertas. Sistemas de climatización, deshumectación y ahorro de energía mediante bombas de calor. ATECYR, 2012
- [9] Documento técnico de instalaciones en la edificación. DTIE 10.04 Piscinas cubiertas climatizadas con aire exterior como único medio deshidratante. ATECYR, 2008
- [10] Estudio sobre el aire en las piscinas públicas. Bases teóricas y herramientas de actuación. Institut d’Estudis de la Seguretat. Septiembre 2009
- [11] Proyecto fin de carrera: “Auditoría energética en una piscina climatizada”. Antonio Gayo Píriz, 2009. Universidad Pontificia Comillas
- [12] Documento técnico de instalaciones en la edificación. DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios. ATECYR, 1996
- [13] Norma UNE 149.201/07
- [14] Guía técnica: Agua caliente sanitaria central. IDAE, 2010
- [15] Guía técnica: Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización. IDAE, 2012
- [16] Material docente de CARLOS J RENEDO. Departamento de ingeniería eléctrica y energética. Universidad de Cantabria.
- [17] Guía técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto. IDAE, 2010
- [18] Sitio web: <http://tiempo.fiochi.com/>
- [19] Diagrama psicrométrico
- [20] Ingeniería térmica y de fluidos. Pedro Fernández
- [21] Sitio web: www.carrier.es
- [22] Sitio web: www.censolar.es
- [23] Guía básica de las calderas de condensación. Comunidad de Madrid, 2009
- [24] Sitio web: www.remeha.es
- [25] Documento técnico de instalaciones en la edificación. DTIE 11.02 Regulación y control de instalaciones de climatización. ATECYR, 2010
- [26] Sitio web: www.sedical.es
- [27] Sitio web: www.wagner-solar.com
- [28] Sitio web: www.saunierduval.es
- [29] Ministerio de Industria, Energía y Turismo. IDAE (enero 2016).