



UNIVERSIDAD DE BELGRANO

Las tesis de Belgrano

Doble Diploma IUAV- UB
ISTITUTO UNIVERSITARIO DI ARCHITETTURA DI VENEZIA - VENEZIA.
UNIVERSIDAD DE BELGRANO - BUENOS AIRES.
Facultad de Arquitectura y Urbanismo
Especialización en Sostenibilidad

Facultad de Arquitectura y Urbanismo
Carrera Arquitectura

Desacople de calor latente y sensible para el
tratamiento eficiente del aire exterior

N° 647

Francisco Minoyetti

Tutores:
IUAV: Giancarlo Carnevale
UB: Liliana Bonvecchi

Departamento de Investigaciones
2014

Universidad de Belgrano
Zabala 1837 (C1426DQ6)
Ciudad Autónoma de Buenos Aires - Argentina
Tel.: 011-4788-5400 int. 2533
e-mail: invest@ub.edu.ar
url: <http://www.ub.edu.ar/investigaciones>

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	5
2.	PROYECTO PARA EL ANALISIS	5
3.	CONTEXTO	10
4.	RIESGOS	11
5.	CONFORT	12
6.	DEHUMIDIFICACIÓN.....	16
7.	DESECANTES	18
8.	DOAS	19
9.	DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS ENERGÉTICOS	21
10.	RESULTADOS	39
11.	CONCLUSIONES	43
12.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	46

1. INTRODUCCIÓN

TEMA: la calidad del aire para ocupación humana en espacios interiores.

PREMISA: aumento de la población mundial en ciudades húmedas y contaminadas.

HIPÓTESIS: la ventilación natural directa que utiliza aire exterior no tratado produce condiciones ambientales interiores no aceptables.

PROPUESTA: mejorar las prestaciones asociadas al tratamiento del aire exterior a través del desacople del calor latente del sensible, utilizando respectivamente una tecnología desecante y radiante.

RESULTADO: se obtiene un nivel considerable de ahorro energético y una calidad ambiental interior aceptable.

El ahorro energético asociado a la ventilación natural directa se obtiene gracias al:

- transporte del aire por convección natural “efecto chimenea”
- control de temperatura interior cuando el aire exterior tiene una temperatura conveniente para ser ingresado.

La ventilación natural directa incluye a su vez la desventaja del ingreso descontrolado de la eventual humedad y contaminación presentes en el aire exterior. Por esta razón resulta de interés desarrollar una estrategia energéticamente eficiente destinada a tratar el aire exterior, considerando que:

- la mayor parte de la población mundial está asentada en urbanizaciones, donde el aire exterior generalmente está contaminado y es húmedo,
- es obligatorio ventilar los espacios interiores y
- aún excluyendo la contaminación del aire exterior, la alta humedad interior representa ya de por sí un riesgo para los ocupantes.

La presente investigación ofrece una propuesta alternativa de climatización, a la cual se hará referencia como “DOAS_Radiante”. La propuesta se basa en:

- el desacople de calor latente del sensible,
- la minimización del volumen de aire para climatizar hasta el volumen mínimo necesario para ventilar y deshumidificar. Por ventilar me refiero a diluir los contaminantes presentes en el aire interior, mezclándolo con aire exterior de mejor calidad. Minimizar el volumen de aire permite reducir la dimensión global de la instalación en cuanto a: ventiladores, conductos, etc. Reduciendo a su vez el consumo energético operativo y el mantenimiento.
- Y la climatización frío y calor por medio de solado radiante.

Se ha realizado una comparación por medio de simulaciones energéticas del sistema propuesto DOAS_Radiante con otros sistemas de climatización. Los resultados han sido positivos. Se puede concluir que sería interesante continuar con el desarrollo de sistemas basados sobre las siguientes premisas:

- tratamiento del aire exterior destinado a la deshumidificación, evitando la ventilación natural directa,
- la minimización del caudal de inyección de aire exterior,
- la distribución hidrónica del calor en lugar de por transporte de aire acondicionado y
- la emisión de calor radiante en lugar de convectivo.

2. PROYECTO PARA EL ANÁLISIS



Implantación Proyecto

Estación de tren

Piazzale Roma

Fig. 1 - Imagen satelital del área de la Marittima (Google Earth).

El proyecto utilizado para el análisis energético es un laboratorio de producción de material genético para la laguna de Venecia. Sobre modelos de este edificio fueron realizadas las simulaciones energéticas de los diversos sistemas de climatización:

- Ventilación natural
- Propuesta DOAS_Radiante
- Baseline de ASHRAE 90.1-2007, apéndice G.
- Alternativas ulteriores



Fig. 2 - Perspectiva



Fig. 3 - Perspectiva

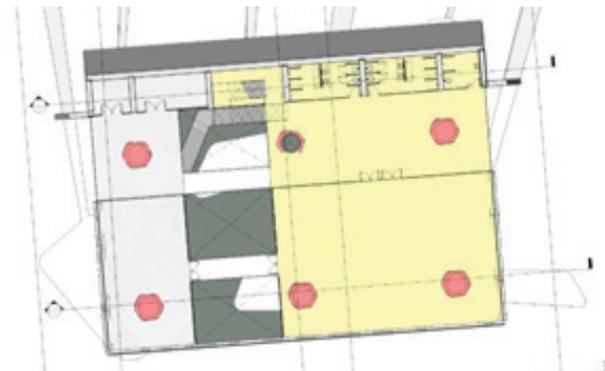


Fig. 4 - Planta primer piso

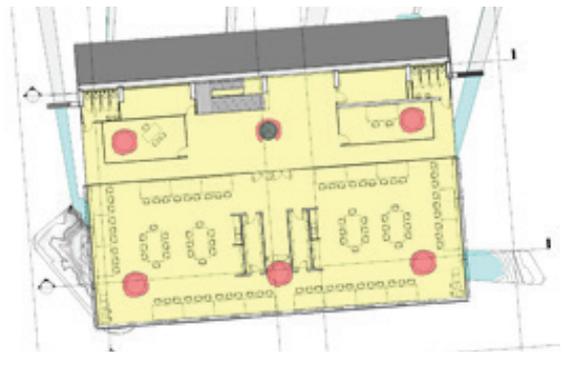


Fig. 5 - Planta segundo piso

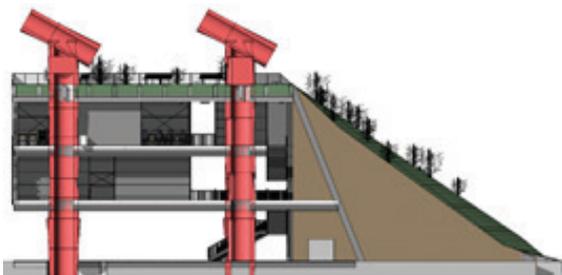


Fig. 6 - Corte transversal

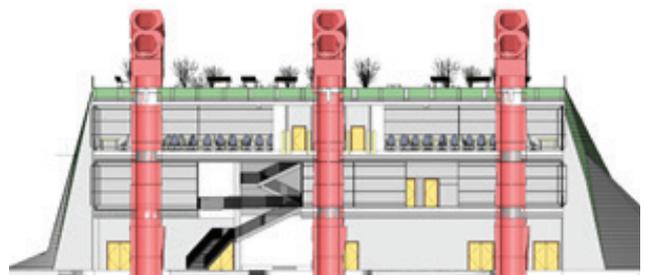


Fig. 7 - Corte longitudinal

2.1. MODELO ENERGÉTICO DE BASE - DESIGNBUILDER

El modelo energético representa la geometría del edificio en base a la transferencia de calor. Los espacios de circulación no están climatizados intencionalmente. La zonificación, que reagrupa las funciones similares, está definida de manera estándar de acuerdo a cada orientación con una profundidad de 5m desde la envolvente.

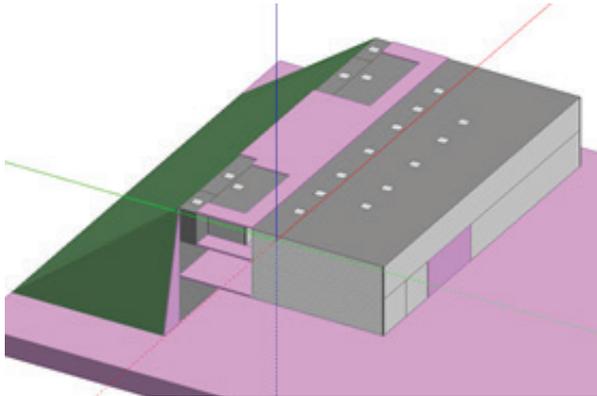


Fig. 8 - Axonometría

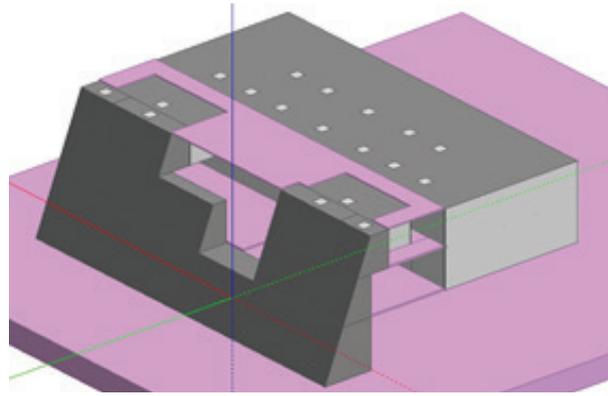


Fig. 9 -Axonometría sin terraplén norte

2.1.1. ZONAS TERMICAS DEL MODELO ENERGÉTICO

Espacios del modelo energético	Superficie [m ²]	Climatizado (Si/No)	Volumen [m ³]	Sup Muro ext [m ²]	Superficie ventana [m ²]	Iluminación [W/m ²]	Ocupantes [m ² por persona]	Equipamiento interior [W/m ²]
[01] 02CONG:02CONG	24.99	No	70.76	9.58	0.85	6.4000	10.00	0.0000
[02] 01BANOS:01BO	69.70	Si	191.22	109.12	1.69	8.2000	20.00	0.0000
[03] 00SALA%MAQ:00MAQ	213.16	No	768.50	248.78	0.85	12.4000	9.85	0.0000
[04] 01ALLEV:01ALLEVCTR	59.19	Si	236.75	90.31	87.43	6.8000	10.00	0.0000
[05] 01ALLEV:01ALLEVO	59.19	Si	236.75	90.31	87.43	6.8000	10.00	0.0000
[06] 01ADMIN:01ADMINE	46.50	Si	186.00	57.20	55.67	6.8000	10.00	17.2043
[07] 01ADMIN:01ADMINCTR	67.61	Si	270.42	17.20	16.51	6.8000	10.00	17.7502
[08] 01ADMIN:01ADMINS	91.11	Si	364.44	102.89	100.07	6.8000	10.00	17.5610
[09] 01ADMIN:01ADMINN	91.11	Si	364.44	102.89	100.07	6.8000	10.00	17.5610
[10] 02LAB:02LABE	46.52	Si	167.48	51.48	49.98	6.8000	10.00	17.1962
[11] 02LAB:02LABO	46.37	Si	166.92	51.48	49.98	6.8000	10.00	17.2533
[12] 02LAB:02LABCTR	117.70	Si	423.72	0.00	4.23	6.8000	10.00	16.9925
[13] 02LAB:02LABS	161.54	Si	581.55	134.28	130.85	6.8000	10.00	12.3807
[14] 02LAB:02LABN	161.26	Si	580.53	134.28	136.78	6.8000	10.00	12.4024
[15] 02GTE:02GTE	33.61	Si	120.98	59.04	48.92	6.8000	10.00	5.9510
[16] 02PELIG:02PELIG	38.12	Si	137.22	63.00	52.51	6.8000	10.00	5.2469
Total	1327.67		4867.67	1321.84	923.83	7.7651	10.24	9.9423
Total Climatizado	1089.52		4028.42	1063.48	922.13	6.8896	10.33	12.1154
Total No- climatizado	238.15		839.25	258.36	1.69	11.7704	9.86	0.0000

Los siguientes esquemas representan la geometría del modelo energético de cada nivel. La superficie gris representa los espacios de circulación, los de color verde son los servicios apoyados contra el terraplén norte.

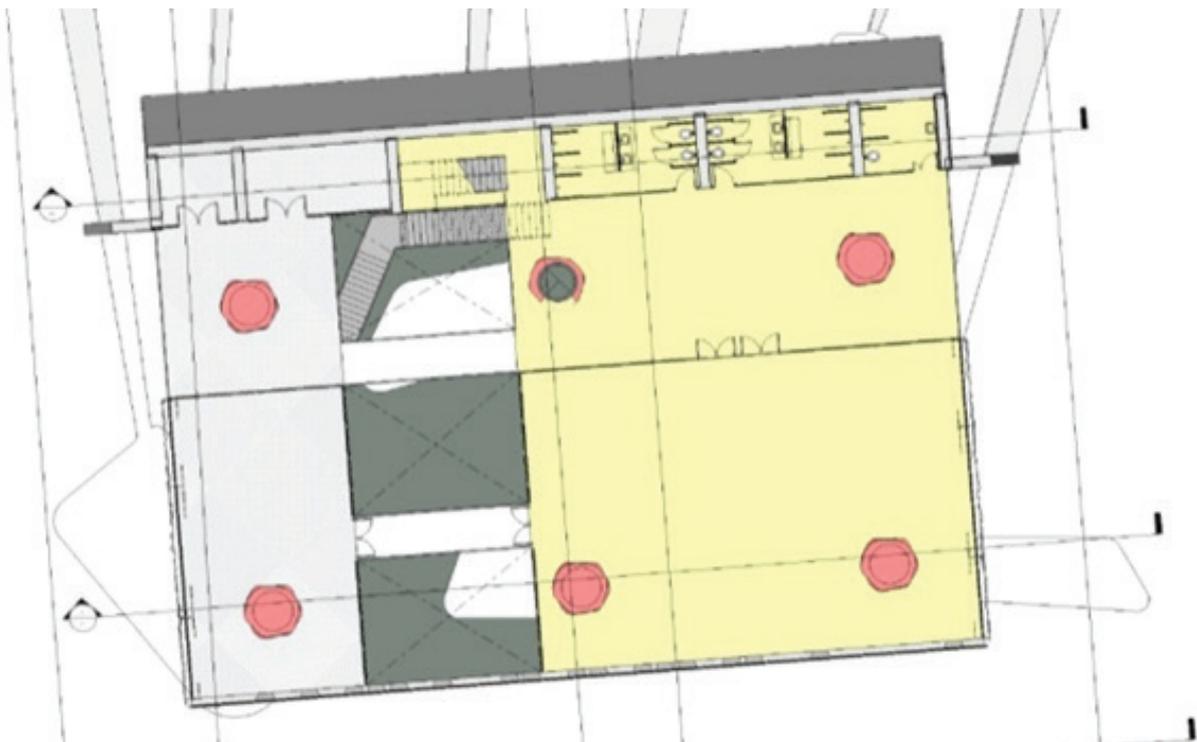


Fig. 10 - Planta primer piso

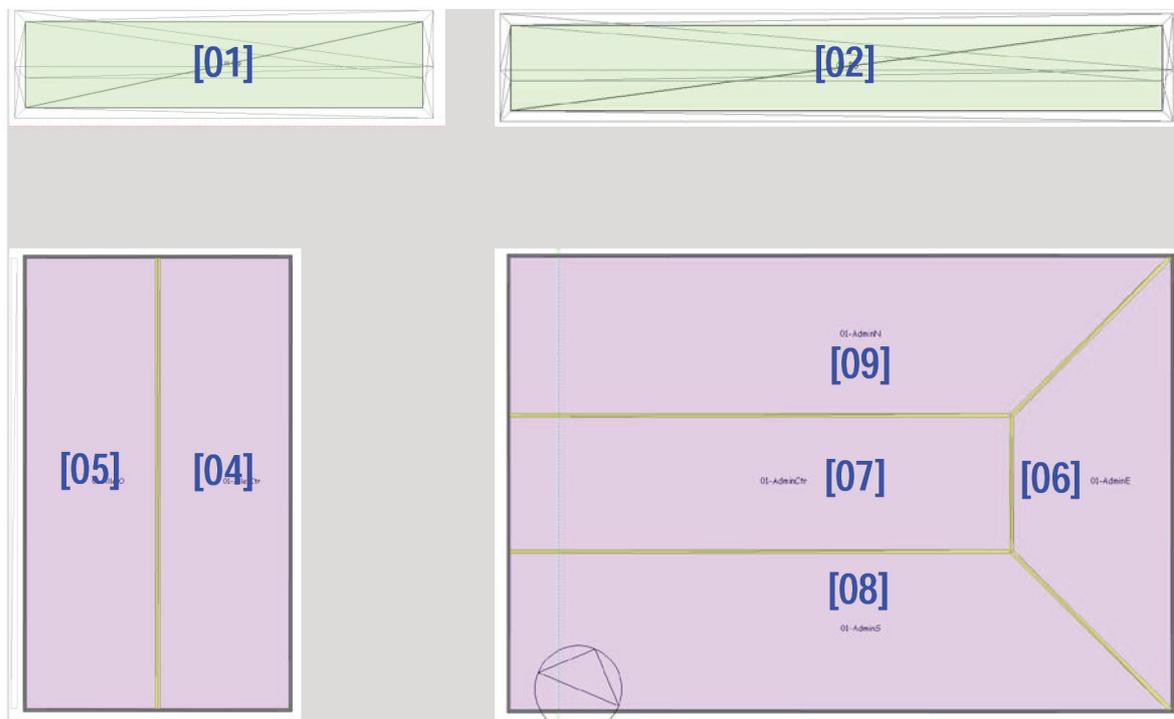


Fig. 11 - Planta de zonificación térmica del primer piso (las particiones internas en color amarillo son inmateriales).



Fig. 12 - Planta segundo piso

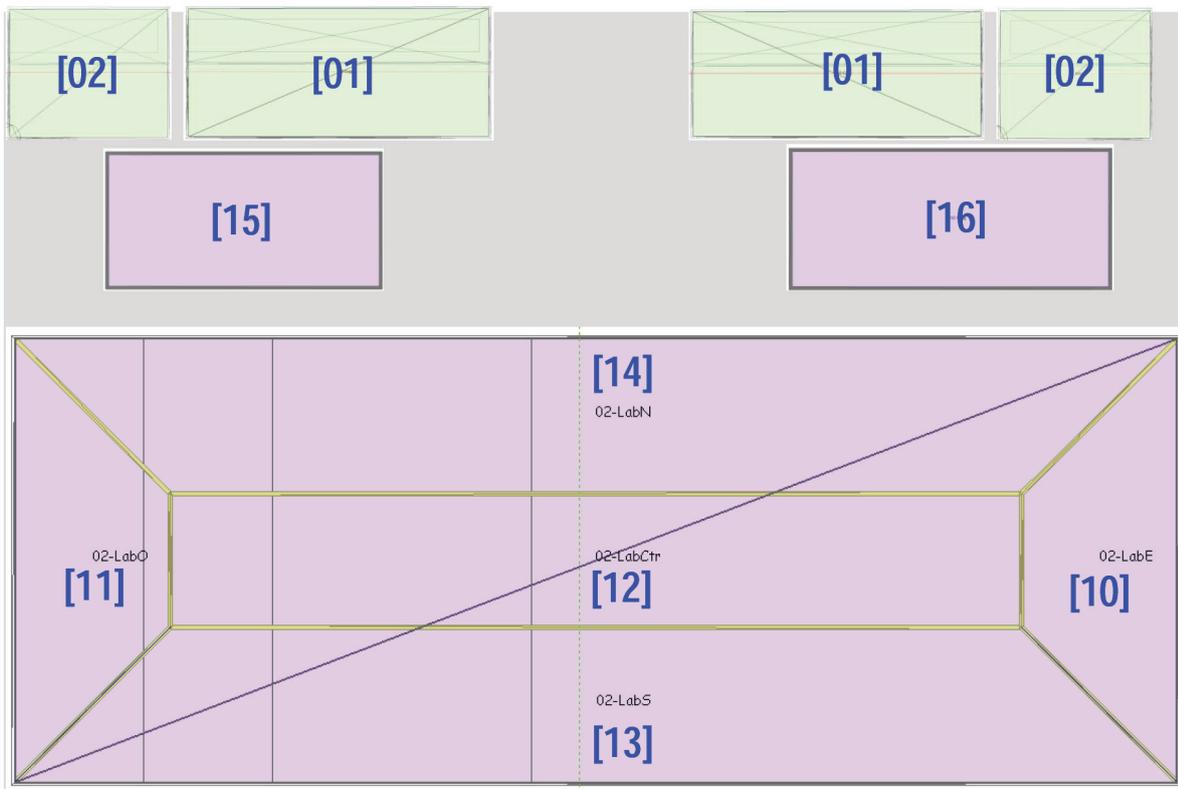


Fig. 13 - Planta de zonificación térmica del segundo piso.

3. CONTEXTO

3.1. CLIMAS HÚMEDOS Y DEMOGRAFÍA. Mientras crece la población urbana en climas húmedos costeros, a su vez crece la clase media que requiere confort. En consecuencia, según las figuras 14 a 18, el número grande y creciente de personas que podrían tomar provecho de una solución económica para la reducción de la humedad, justifica el desarrollo de una propuesta.

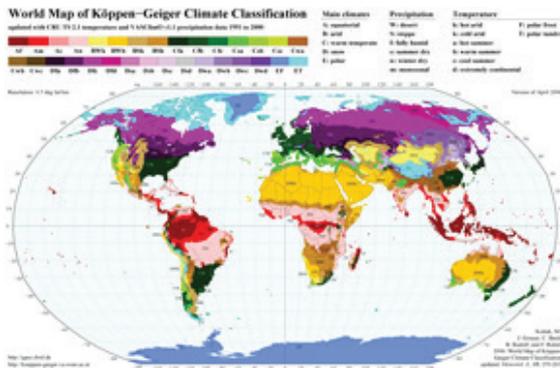


Fig.14 - Climas Köppen-Geiger.

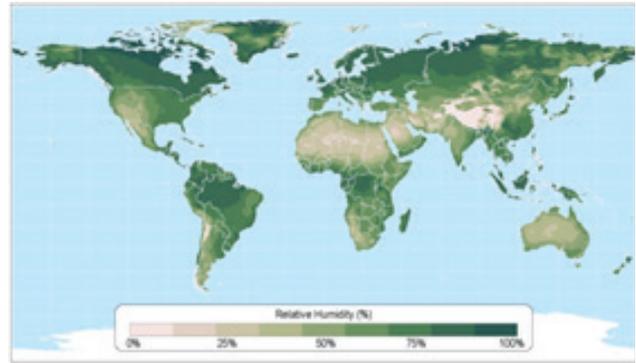


Fig.15 - Humedad Relativa [%]

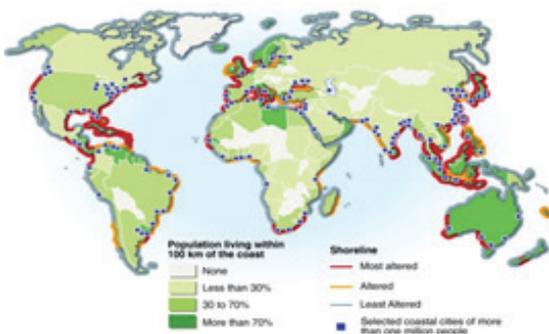


Fig.16 – Asentamiento costeros

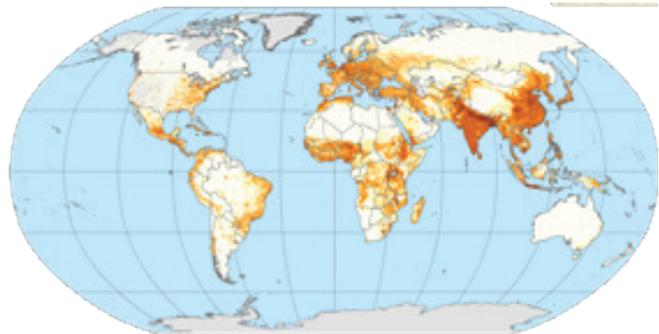


Fig.17 - Densidad demográfica.

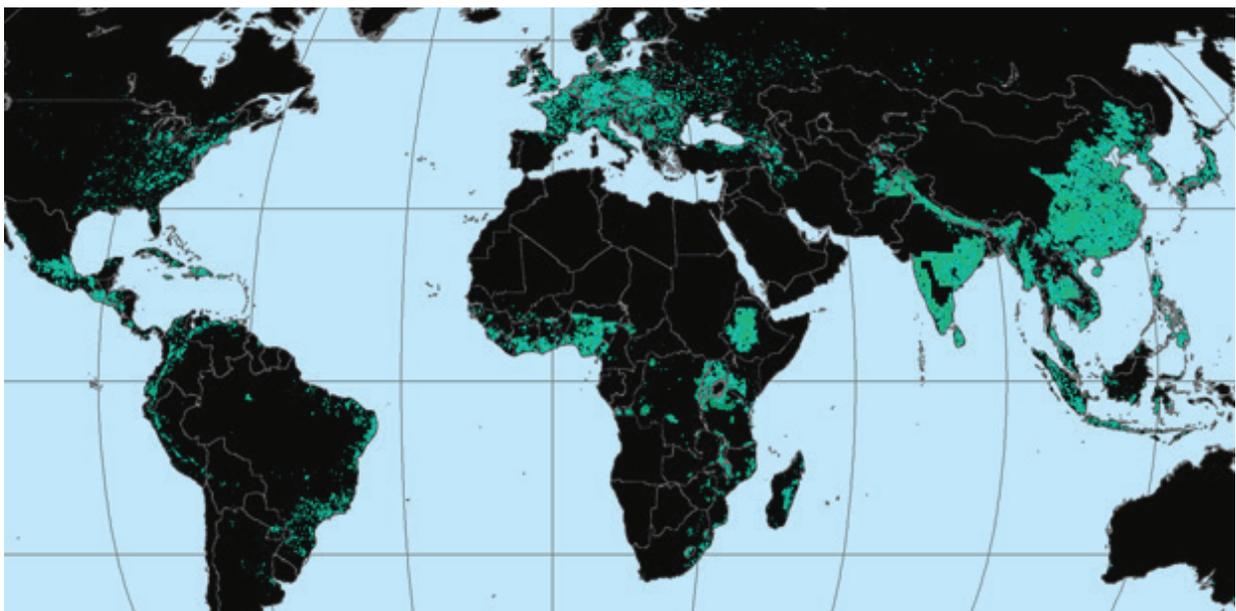


Fig.18 – Ciudades con al menos una estación húmeda. Superposición de clima y densidad según Figs. 14 y 17.

3.1.1. CIUDADES HÚMEDAS. Actualmente, más de 3.2 billones de personas viven a 200km de la costa (Fig. 16). Se estima el doble de personas hacia el año 2025 (UNPD). Las ciudades costeras tienden a ser húmedas, al menos en el verano y según la *Organización Mundial de la Salud* sólo el 12% de los habitantes de las ciudad actualmente tienen acceso a aire exterior no contaminado ⁽ⁱ⁾.

CIUDAD	ESTADO	Millones de habitantes	Km a la costa	Clase KÖPPEN	Zona ASHRAE	Descripción Clima Köppen / ASHRAE
SHANGHAI	CHINA	20.2	0	Cfa	3A	Templado - húmedo.
ISTANBUL	TURQUIA	13.8	0	Cfa	3C	Templado - húmedo / Cálido - marino.
KARACI	PAKISTAN	13.9	0	Bwh	1B	Desierto subtropical / Cálido - seco.
MUMBAI	INDIA	19.7	0	BSh	1B	Estepa subtropical / Cálido - seco.
MOSCÚ	RUSIA	11.6	650	Dfb	6A	Continental Húmedo / Frecdo - húmedo.
MANILA	FILIPINAS	11.9	0	Af	1A	Tropicale muy húmedo y Cálido.
SAO PAULO	BRASIL	19.9	45	Cfa	2A	Subtropical húmedo / Cálido - húmedo.
PEKIN	CHINA	10.9	150	Dwa	4A	Continental Húmedo / Mixto - húmedo.
TIENTSIN	CHINA	11	0	Dfa	4A	Continental Húmedo / Mixto - húmedo.
CANTON	CHINA	11	0	Cfa	2A	Subtropical húmedo / Cálido - húmedo.
DELHI*	INDIA	22.7	1000	Bwh	1B	Desierto subtropical muy Cálido y seco.
SEUL	COREA del SUR	9.7	0	Dwa	4A	Invierno Seco / Mixto - húmedo.
SHENZHEN	CHINA	10.6	0	Cfa	2A	Subtropical húmedo / Cálido - húmedo.
JAKARTA	INDONESIA	9.8	0	Af	1A	Monson Tropical / Cálido - húmedo.
TOKYO	JAPÓN	37.2	0	Cfa	4A	Subtropical húmedo / Mixto - húmedo.
MEXICO DF	MEXICO	20.5	240	BSk	3B	Seco semiarido / Cálido - Seco.
BANGALORE	INDIA	8.5	270	BSh	2B	Estepa subtropical Cálida / Cálido - Seco.
NEW YORK	EE.UU.	20.4	0	Dfa	4A	Continental Húmedo / Mixto - húmedo.
LONDRES*	REINO UNIDO	9	60	Cfb	4A	Marino Costero / Mixto - Húmedo.

Fig. 19 - Clima de las ciudades más densamente pobladas. (*) Un río atraviesa la ciudad. Fuente: UNPD. World Urbanization Prospects: The 2011 Revision (2012), Köppen-Geiger Climate Classification y ASHRAE Climate Zones.

4. RIESGOS

Los proyectos sostenibles convencionales pueden incluir propuestas con el objetivo de sacar provecho de la ventilación natural directa para minimizar el uso de energía para climatización y transporte de fluidos condicionados. En mi opinión no es responsable/sostenible no tratar el aire exterior antes de su ingreso al edificio.

Más allá del hecho que el tratamiento del aire dificulta aprovechar el efecto chimenea para el ingreso del aire sin energía auxiliar, el ingreso directo sin tratamiento del aire exterior húmedo resulta en una alta humedad relativa interior, la cual no es aceptable por los riesgos a la salud que presenta.

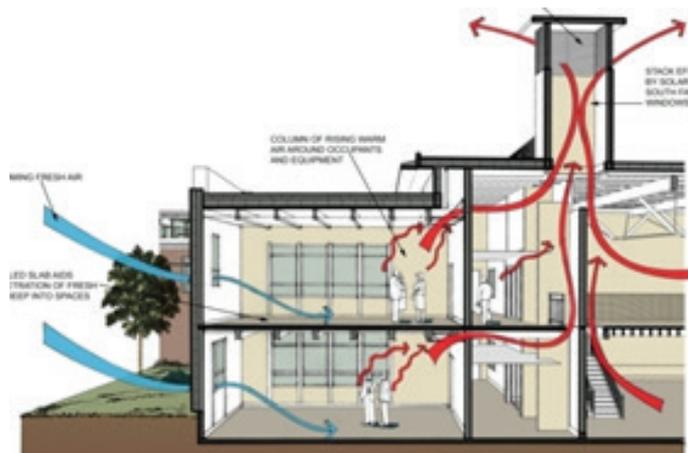


Fig.20 - Ejemplo de proyecto con ventilación natural directa.

Las enfermedades son transmitidas por patógenos aéreos o por contacto directo con patógenos todavía vivos sobre una superficie como un mueble o hasta una misma persona. La incidencia de las infecciones dentro de los ambientes interiores depende de seis factores: el número de personas infectadas produciendo vapores contaminantes, el número de personas susceptibles, el tiempo de exposición, la tasa de ventilación, la tasa de sedimentación y la supervivencia de los patógenos adheridos al aerosol. La humedad relativa interior puede influir sobre dos de estos factores: la tasa de sedimentación y el tiempo de supervivencia de los patógenos ⁽ⁱⁱ⁾.

Las consecuencias más relevantes de una alta humedad relativa interior (HRI) son las siguientes:

- Disminución del confort: La evapotranspiración disminuye porque el aire tiene menos capacidad para absorber agua. La piel se humedece produciendo una sensación de incomodidad.
- Crecimiento de hongos, esporas y ácaros que son particularmente riesgosos para personas alérgicas o con asma, y producen infecciones respiratorias o enfermedades de cualquier tipo, que naturalmente, redundan en la merma de la productividad. Adicionalmente los hongos arruinan algunos materiales, como la madera.
- Supervivencia de los virus influenza H5N1 y H1N1 por un tiempo más prolongado ⁽ⁱⁱⁱ⁾.
- Volatización de compuestos orgánicos volátiles indistintamente de la formación visible de hongos (Korpi, Pasanen, Pasanen - 1997^(iv)). Siendo soluble en agua, la tasa de volatización del formaldehído aumenta con el aumento de la HRI.
- Supervivencia del poliovirus Sabine tipo 1, sobrevive 12 horas con alta HRI respecto de las 4 horas a baja HRI (Mbithi, Springthorpe, Sattar - 1991^(v)).

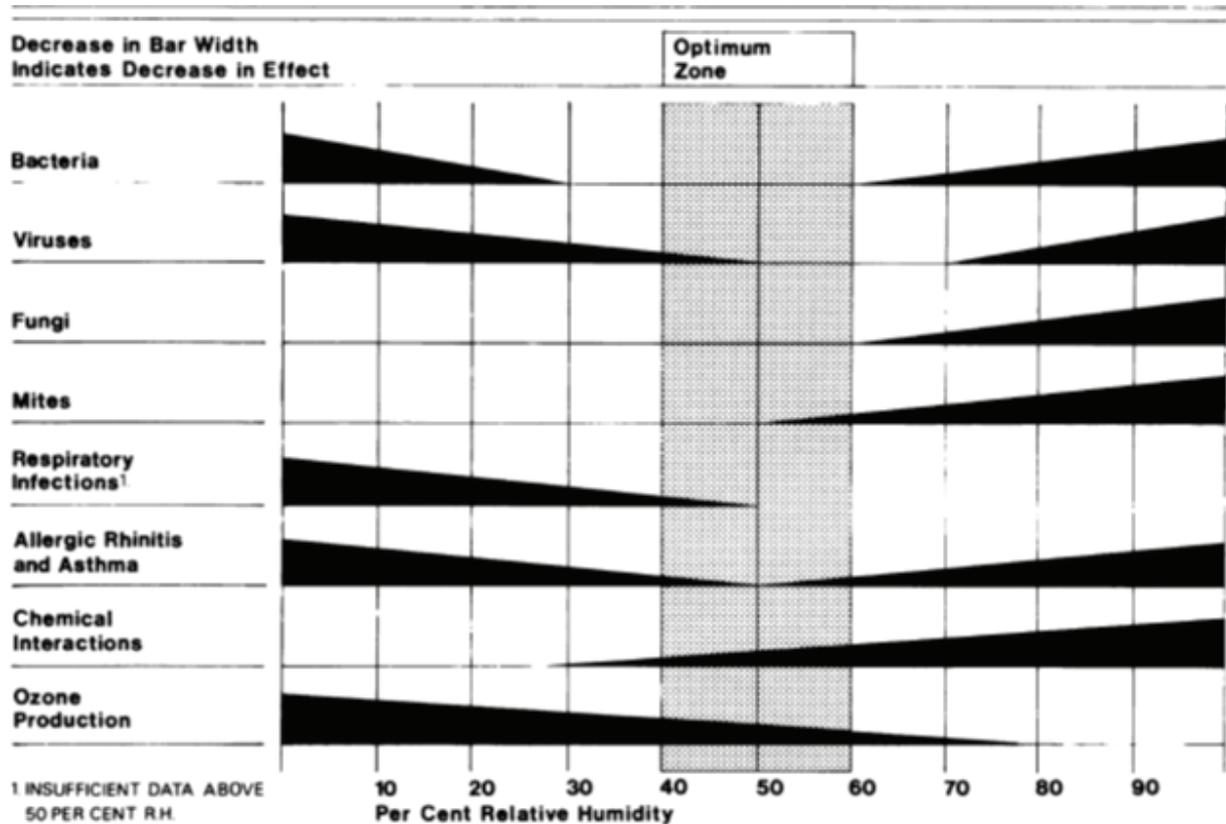


Fig.23 -Rango óptimo de HRI para minimizar enfermedades (Arundel et al-1986).

Se puede concluir que si la sostenibilidad quiere ser vista como una disciplina que lleva a la alta calidad, en cuanto a la calidad ambiental interior, la humedad relativa interior es importante. Opino que la actitud del proyectista sostenible, queriendo un futuro mejor, no puede ignorar las tendencias negativas como la de la contaminación del aire urbano. Por este motivo creo que el aire exterior debe ser tratado si se lo quiere ingresar a espacios interiores ocupados por personas.

5. CONFORT^(vi)

“Aquella condición de la mente que expresa satisfacción hacia el ambiente que lo rodea”. Más allá de la dificultad para definir “condición de la mente” y “satisfacción”, es justo encuadrar el concepto dentro de un campo que combina procesos físicos, fisiológicos y psicológicos. En general, una persona alcanza el confort cuando la temperatura de su cuerpo tiene una baja diferencia de temperatura, cuando la humedad sobre la piel es baja y cuando el esfuerzo para la regulación fisiológica es mínimo.

Las actividades metabólicas del cuerpo resultan casi completamente en energía que debe ser disipada. La vasoconstricción accionada por el hipotálamo para disminuir el intercambio térmico de la piel con el ambiente con la que está en contacto, se ve directamente influenciada por la temperatura del aire de ese ambiente. Considerando que cuando la humedad relativa es alta la evapotranspiración disminuye, este proceso se ve también influenciado por la humedad relativa del aire del ambiente. Como resultado el cuerpo produce sudor para enfriarse por medio de la evaporación, pero si este sudor no se evapora, la piel permanece mojada aumentando (por sobre la alta temperatura) la sensación de falta de confort.

El estándar de confort utiliza la temperatura operativa para definir la zona de confort. La temperatura operativa promedia la temperatura media del aire y la temperatura radiante. Este hecho es pertinente para los sistemas radiantes como el de la propuesta DOAS_Radiante. Los factores primarios que definen las condiciones de confort son:

- Ritmo metabólico
- Aislación de la vestimenta
- Temperatura del aire
- Temperatura radiante
- Velocidad del aire
- **Humedad**

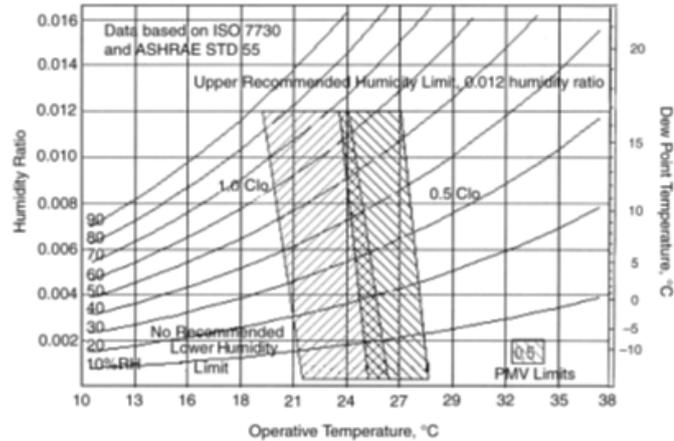


Fig. 24 - Intervalo de temperaturas operativas y de humedad para confort con climatización mecánica. (Fuente: ASHRAE 55-2004)

Por un lado, los requerimientos para alcanzar el confort a través de la climatización natural son diversos que para climatización mecánica o artificial: no hay exigencias sobre la humedad relativa interior en los espacios naturalmente climatizados. ASHRAE 55 - Sezione 5.3 dice solamente “no hay exigencias de velocidad de aire ni de humedad cuando se considera esta opción”. Un espacio se considera naturalmente climatizado cuando las condiciones térmicas interiores son controladas por la apertura/cierre de ventana.

Por el otro, resulta difícil entender porqué se considera la temperatura externa media mensual para esta evaluación, la cual incluye en las temperaturas nocturnas que no son típicas de ocupación. Posiblemente queda a discreción del proyectista cuantas horas por mes sería aceptable que la temperatura operativa interna exceda (con requerimiento de refrigeración) la temperatura media externa. El estándar solamente dice que “la temperatura operativa debe estar dentro de aquel intervalo”. No especifica si debe ser el 100% de las horas ocupables o no.

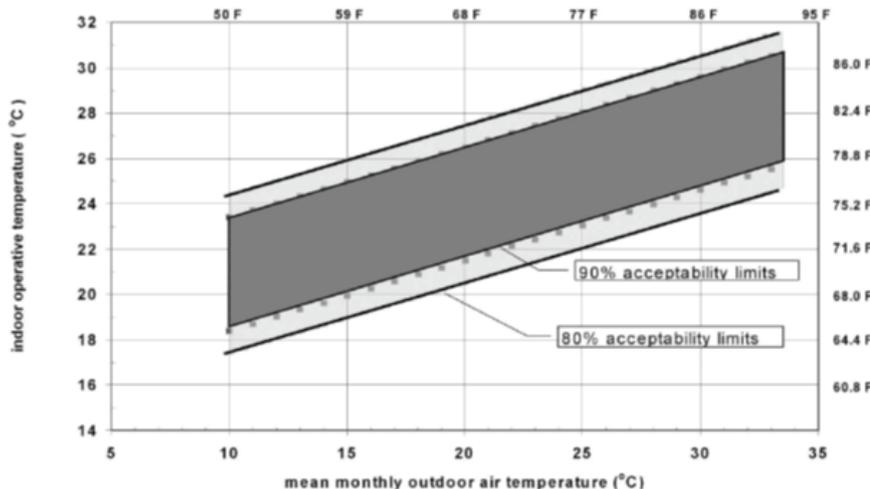


Fig.25 - Intervalo de confort para la climatización natural (Fuente: ASHRAE 55-2004)

5.1. ANÁLISIS DE CONDICIONES DE CONFORT CON VENTILACIÓN NATURAL

5.1.1. TEMPERATURA INTERIOR CON VENTILACIÓN NATURAL

La primera simulación energética realizada sobre el modelo fue con ventilación natural. Las temperaturas interiores fueron analizadas según el criterio de ASHRAE 55-2004 Sección 5.3 (Fig. 25). La humedad interior fue analizada según un criterio propio considerando que el estándar ASHRAE 55 no presenta exigencias de humedad para la climatización natural.

Los resultados del análisis sobre el modelo original, climatizado únicamente por medio de ventilación natural, de las temperaturas operativas interiores (sobre sólo un espacio) según el criterio de climatización natural de ASHRAE 55; entre 3419 horas ocupables son:

- el 42% con una temperatura media externa demasiado baja (de noviembre a abril).
- el 25% con temperatura externa aceptable, tendría una temperatura operativa interior demasiado baja o alta.
- **el 33% restante (1130 horas en total)** con una temperatura operativa interna aceptable.
- mayo y septiembre son los meses con la menor cantidad de horas con temperatura operativa interior no aceptable.

Se puede argumentar que con el diseño de un sistema híbrido de climatización asistido por ventilación natural, se podría aumentar ese 33% de horas ocupables los cuales mantienen una temperatura operativa interior aceptable. Sin embargo, no se podría mantener el criterio de evaluación para climatización natural (menos exigente). Se debería pasar al de climatización mecánica donde la exigencia respecto de los niveles de humedad relativa interior es clara.

Temperatura Externa Media a Bulbo Seco [°C]	Horas ocupables totales 3419	Temp. operativa interior MINIMA			Temp. operativa interior MAXIMA			TOTALES	
		demasiado baja	80% aceptabilidad	90% aceptabilidad	90% aceptabilidad	80% aceptabilidad	demasiado alta	aceptable	no aceptable
HS TOTALES		398	185	821	124	463	1130	2289	
Enero	2,3	Temperatura media externa no aceptable para climatización natural						N/A	Parte del 62% restante
Febrero	4,5								
Marzo	7,4								
Abril	12,5	[°C] t<18.2	18,2	19,5	24,2	25,0	t>25	10%	8%
		horas	176	50	60	0	0		
Mayo	17,8	[°C] t<19.8	19,8	21,0	25,6	26,7	t>26.7	24%	1%
		horas	26	42	211	15	5		
Junio	21,4	[°C] t<21	21,0	22,3	27,0	27,8	t>27.8	15%	5%
		horas	20	9	144	15	98		
Julio	24,4	[°C] t<21.9	21,9	23,0	27,9	28,8	t>28.8	6%	9%
		horas	0	0	34	30	209		
Agosto	23,0	[°C] t<21.5	21,5	22,5	27,5	28,4	t>28.4	14%	6%
		horas	0	0	108	50	141		
Septiembre	18,7	[°C] t<20.1	20,1	21,3	26,2	27,0	t>27	22%	1%
		horas	9	13	227	14	10		
Octubre	14,0	[°C] t<19.8	19,8	21,0	23,7	26,6	t>26.6	10%	7%
		horas	167	71	37	0	0		
Noviembre	7,9	Temperatura media externa no aceptable para climatización natural						N/A	Parte del 62% restante
Diciembre	4,5								

Fig. 26 - Intervalos aceptables de temperatura operativa interior para climatización natural para uno de los espacios (Venecia). Los porcentajes son calculados respecto de las horas aceptables y no aceptables, respectivamente (no las horas totales ocupables del año).

Es interesante reconocer (fig. 27) que la tipología arquitectónica “cueva” fue efectiva para estabilizar la temperatura de los espacios de los servicios no climatizados (depósitos y salas de máquinas) que están apoyados contra el terraplén norte (línea roja). En cambio la temperatura de un espacio que no está en contacto con el terraplén (línea azul), está muy influenciada por la temperatura externa (línea verde).

Se puede concluir que entre las estrategias pasivas para el ahorro energético en climatización, hubiera sido más económico y efectivo desarrollar más el diseño del terraplén que la ventilación natural.

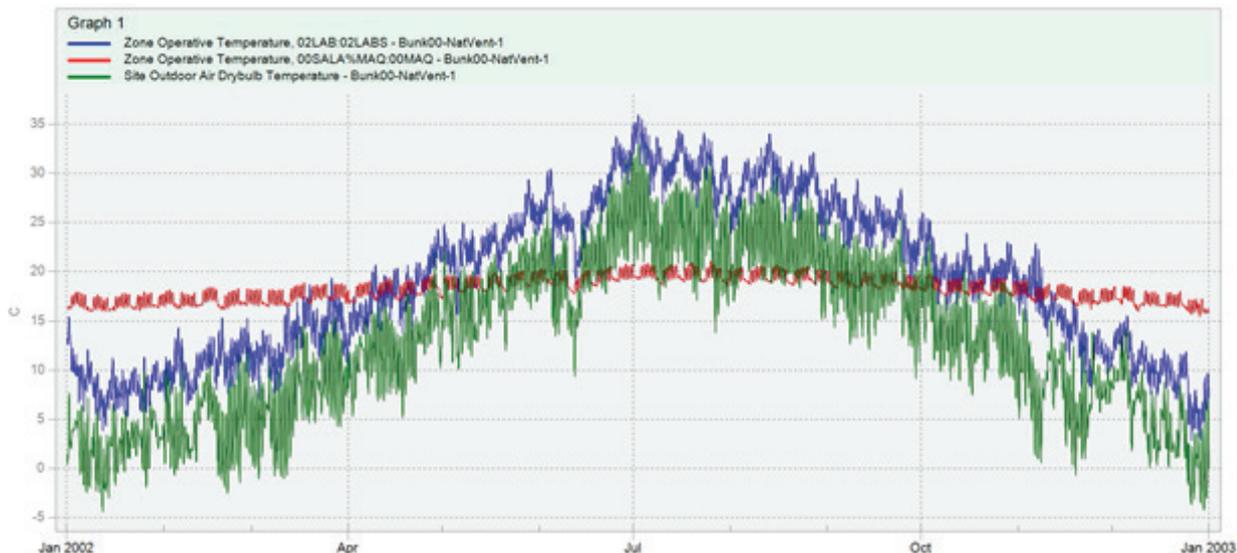


Fig. 27 – Comparación de la variación térmica en el espacio apoyado contra el terraplén norte (rojo), con el espacio vidriado en el segundo piso (azul).

5.1.2. UMIDITÀ RELATIVA INTERIORE CON VENTILAZIONE NATURALE

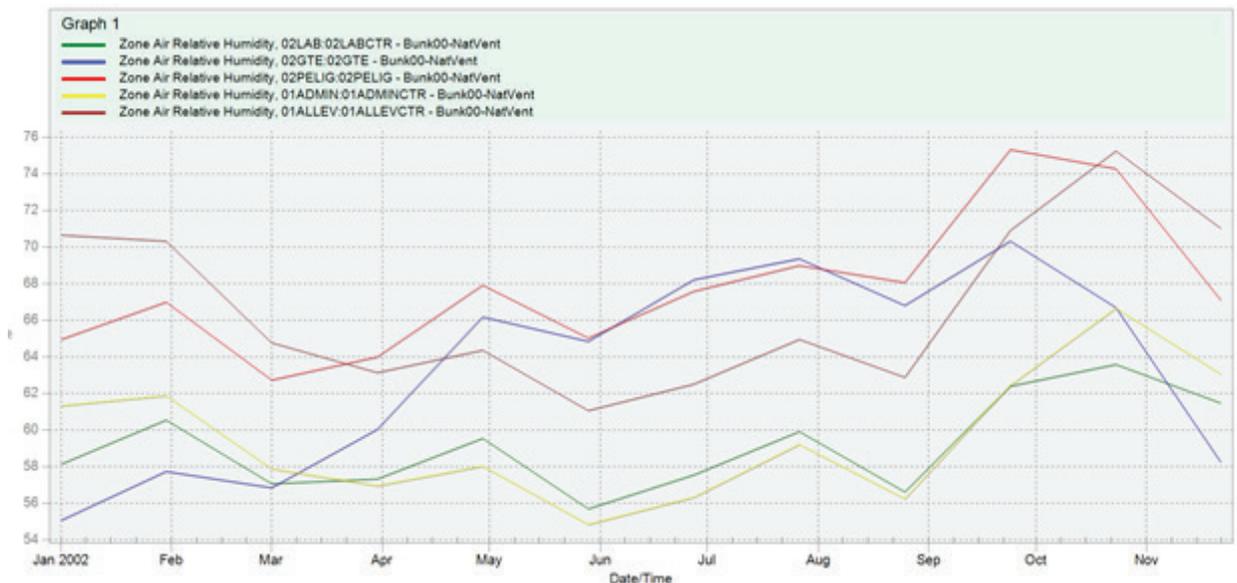


Fig.28 – Humedad relativa interior con ventilación natural.

La comparación de los niveles de humedad relativa interior en las horas de ocupación en todo un año entre el modelo con ventilación natural, el modelo sin climatización y el modelo propuesto DOAS_Radiante presenta una conclusión evidente: la ventilación natural directa en clima húmedo lleva la humedad interior a niveles riesgosos para la salud de los ocupantes.

Con ventilación natural directa la humedad relativa interior excede el 60% durante el 48% de las horas ocupables. Sin climatización, un 57% de las horas ocupables tienen una humedad relativa interior entre 40 y 60%. Al ser mayor la humedad con ventilación natural sin climatización, queda claro que la humedad no es generada internamente sino es el clima exterior la que la determina. Esta humedad exterior característica del clima local y presente en el aire exterior, es ingresada al edificio por medio de la ventilación natural.

En cambio el modelo DOAS_Radiante con tratamiento de aire exterior, tiene solamente un 6% de las horas ocupables con humedad relativa interior fuera de los intervalos aceptables ($HR < 30\%$; $HR > 60\%$).

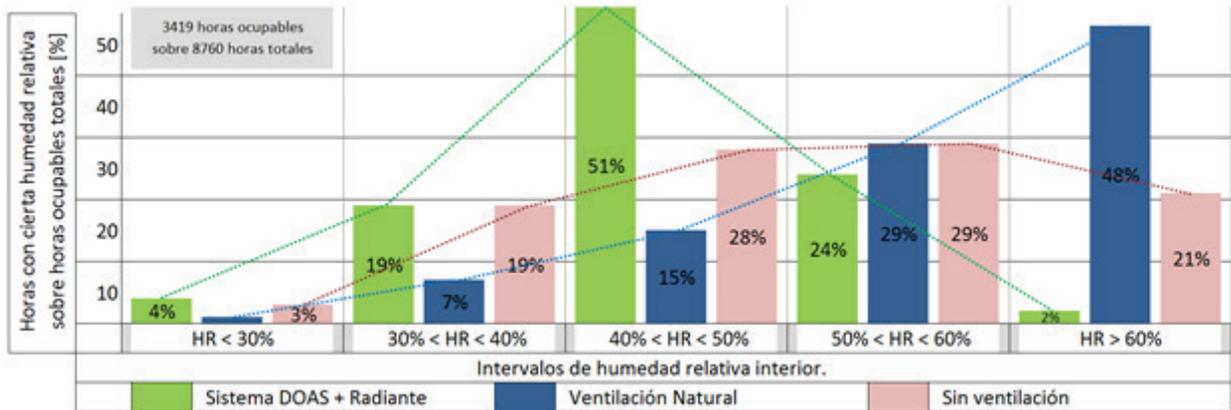


Fig.29 – Comparación de cantidad de horas ocupables (en un año) para cada rango de humedad relativa interior según el tipo de climatización.

6. DESHUMIDIFICACIÓN

Los deshumidificadores mecánicos quitan la humedad del aire poniéndolo en contacto con una superficie enfriada a una temperatura menor a la temperatura de rocío. La superficie fría podría ser el exterior de una serpentina de agua fría o una batería de expansión directa (DX). Para prevenir el enfriamiento excesivo (y evitar la necesidad de agregar calor de otra fuente), los deshumidificadores mecánicos tienen los medios para post-calentar el aire, normalmente utilizando energía recuperada o reciclada.

La diferencia entre un deshumidificador y el aire acondicionado comercial (AC) es que el deshumidificador tiene una tasa de calor sensible (*SHR - sensible heat ratio*) inferior a 0.6 de frente a los AC que normalmente tienen un SHR de 0.8. El deshumidificador previsto para el DOAS encendería el compresor solamente para tratar el calor latente, no el sensible.

La compresión a vapor con serpentina a expansión directa es muy eficiente para tratar el calor sensible pero menos eficiente para tratar el calor latente. Se debe considerar a su vez que la temperatura bajo el punto de rocío a la cual debe salir el aire puede no ser deseable respecto de la temperatura de alimentación proyectada; adicionalmente a que el COP del equipo cae por tener que utilizar más energía. El desacople busca evitar esta ineficiencia y liberar la climatización sensible de esta exigencia.

- En un proceso típico de deshumidificación el aire arriba a la serpentina con la temperatura y humedad del punto **A**.
- La serpentina remueve el calor sensible **SH** y el calor latente **LH**.
- El aire deshumidificado y enfriado sale de la serpentina a la temperatura de saturación **B**.
- El calor total removido **TH** es la capacidad neta de refrigeración del sistema.
- El aire es post-calentado hasta el punto **C**, a la misma temperatura de bulbo seco de **A**, menos la humedad removida.

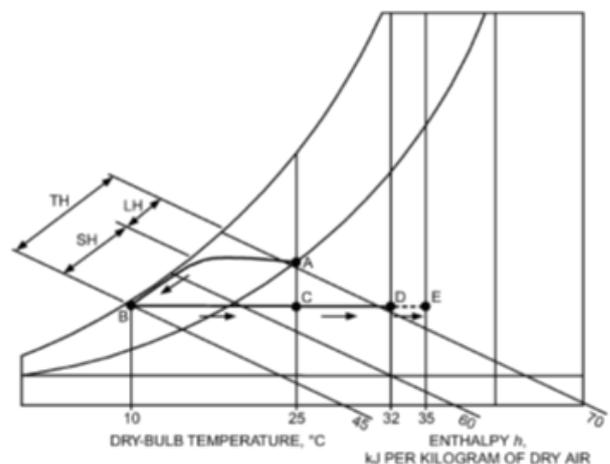


Fig. 30 - Proceso de deshumidificación (Fuente: 2012 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment)

6.1 CONSIDERACIONES

Los software de simulación energética más populares tienen la falencia de no considerar la capacidad de absorber y rechazar la humedad a partir de materiales internos, aún si son solamente las superficies interiores de las paredes, cielorrasos y solados que confinan el espacio. Típicamente estos software realizan un balance de masa en gramos de agua por kilo de aire seco, evaluando las condiciones interiores, exteriores y la infiltración de aire exterior ^(vi).

Con la mejora de la eficiencia general de un edificio, naturalmente cambia la carga interior porque disminuye sensiblemente el calor sensible, aunque no así, el calor latente. Es decir, hay un cambio en la estructura de la carga térmica interior. El efecto combinado del aumento de la fracción latente y de la eficiencia del equipamiento termomecánico puede resultar en la reducción de la eficiencia para deshumidificar. Se han comparado tres niveles de eficiencia en la envolvente con tres niveles de COP en el equipamiento termomecánico. El equipamiento con COP más alto tendrán la mayor dificultad para deshumidificar ^(vii).

En la operación de equipamiento termomecánico puede haber problemas de condensación superficial en el momento de encendido diario, cuando se ocupa el espacio. Como esta condensación daña los materiales del edificio, en algunos casos los propietarios han decidido no apagar el aire acondicionado durante los períodos de desocupación, derrochando energía. La recomendación en estos casos fue la de realizar un *soft startup* que no resulte en la condensación, poniendo en equipo en marcha de manera gradual ^(vii).

Con el objetivo de disminuir el consumo energético es común que las temperaturas del agua del chiller sean elevadas, lo cual resulta en la reducción de la capacidad de deshumidificación de la serpentina ^(viii). Para no renunciar a este ahorro energético resulta muy conveniente la deshumidificación desecante. De esta manera es posible determinar una temperatura mayor para la refrigeración radiante y ahorrar una cantidad considerable de energía.

Una estrategia común prevé la disminución del caudal de alimentación de aire exterior para reducir el consumo energético asociado al tratamiento de dicho tipo de aire. A veces, por problemas de mantenimiento o el diseño de los controles, esta variación de caudal de alimentación no se coordina con la variación del caudal de extracción y en consecuencia se pierde la presurización del espacio, aumentando la infiltración. Esta infiltración, independientemente de si se consume más energía para tratarla localmente en lugar de centralmente; de todas maneras resultará en una reducción directa e inmediata de la calidad ambiental interior ^(vii).

A condiciones de carga parcial, la reducción del volumen de agua en la serpentina por medio de la válvula modulante, reduce mucho más la capacidad latente que sensible de la serpentina. Por no disminuir el volumen de agua y la capacidad de deshumidificar, se puede aumentar el caudal de aire, utilizando aire recuperado con un bypass pero se debe aumentar también la temperatura de alimentación. Estos son algunos problemas que presentan las cargas parciales para el diseño de los controles ^(vii).

Con las serpentinas a expansión directa (DX) el problema en la eficiencia para deshumidificar es la re-evaporación de la condensación. Para un autor (análisis hecho en Okinawa, Japón), la estrategia más eficiente es la operación intermitente de los ventiladores (*cycle on/off*) para hacer funcionar a la serpentina a carga máxima; en lugar de las estrategias modulantes (volumen variable de aire, agua o refrigerante) ^(vii). El modelo DOAS_Radiante tiene una Unidad de Tratamiento de Aire a Volumen de Aire Variable (UTA VAV) para ser más fielmente contrastado con la misma UTA VAV del sistema termomecánico número 8 del protocolo de simulación energética comparativa Apéndice G del estándar de eficiencia energética ASHRAE 90.1-2007 para edificios.

Si no se toma en cuenta la temperatura de punto de rocío de diseño (*dew-point day design temperature*) al proyectar y seleccionar el equipamiento –**con el aumento de la fracción de aire externo en climas húmedos**– puede suceder que los componentes no tengan la capacidad para remover el calor latente resultando en el aumento de la humedad relativa interior por sobre el nivel deseado ^(ix).

7. DESECANTES

Hay materiales desecantes líquidos y sólidos. La asimilación de la humedad no modifica la composición química del desecante sólido y sí lo hace en desecantes líquidos. Los adsorbentes sólidos tienen una gran superficie interna por unidad de masa (asemejan a una esponja con micro-capilares internos); un gramo puede tener más de 5000 m² de superficie interna.

Los desecantes sólidos, por ejemplo el gel de sílice, son utilizados no solamente en el ámbito de la climatización por su capacidad de deshumidificar; sino también tienen funciones de control bacteriológico por su capacidad de atraer y retener vapores orgánicos, mejorando de esta manera la calidad del aire. La transferencia de humedad en los desecantes sucede por la diferencia de presión de vapor entre la superficie del desecante y el aire circundante.

Ciclo de deshumidificación desecante (*)

1. Si la presión de vapor superficial del material desecante es menor a la del aire circundante, la transferencia de humedad sucede del aire (que se toma del exterior) hacia el material desecante. Esta es la deshumidificación deseada. Cuando el desecante absorbe la humedad hasta el punto de equilibrio con el aire circundante se lo debe regenerar.
2. Como la presión de vapor superficial aumenta cuando aumenta la temperatura o la humedad, se debe aumentar la temperatura para aumentar la presión de vapor de la superficie del desecante y producir la liberación de humedad hacia el aire (de extracción/expulsión).
3. Cuando el desecante ha liberado el contenido de agua debe reducir su presión de vapor superficial para recuperar su capacidad para absorber humedad.

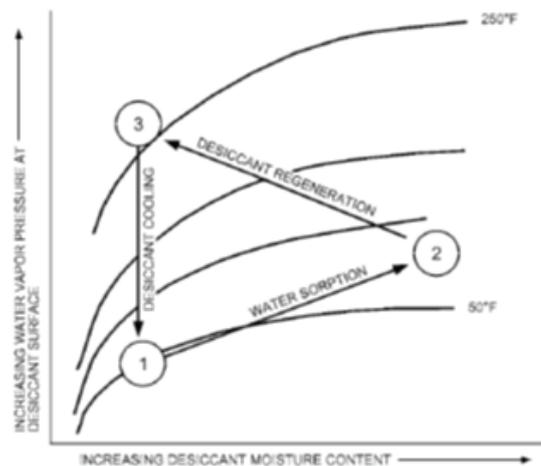


Fig.32 - Ciclo desecante (Fuente: 2009 ASHRAE Handbook Fundamentals.)

Inicialmente los sistemas desecantes eran utilizados en el sector industrial para procesos que requerían una baja humedad interior. El arribo al sector comercial de la tecnología desecante se da a través de la combinación de la reducción del costo de producción de componentes y de los nuevos reglamentos de ventilación (después del período *Sick Building Syndrome*) que requerían un aumento en los caudales de aire exterior para ventilación con el objetivo de mantener una calidad ambiental interior aceptable. Resultaba ahora más económico tratar centralmente este volumen mayor de aire exterior. Para ser convenientes en el uso comercial, los desecantes deben tener al menos las siguientes características:

- Ser capaces de absorber y rechazar agua indefinidamente
- Ser ávidos para absorber humedad, es decir, ser eficientes energéticamente
- Ser no-corrosivos, inodoros, no-tóxicos ni inflamables
- Soportar la contaminación y ser fácilmente limpiables
- No tener un costo excesivo.

La conveniencia de los desecantes sólidos, como por ejemplo el gel de sílice, de frente a los desecantes líquidos es de carácter práctico: los líquidos son más pesados, requieren de bombas y energía adicional en los ventiladores para evitar que el desecante vaporizado no sea arrastrado dentro de los conductos de distribución de aire acondicionado ^(xi). Para los desecantes líquidos, como por ejemplo el LiCl, hace falta establecer una solución de agua que se equilibre con la peor de las condiciones posibles de aire (por ejemplo 35°C y 95% HR) para prevenir el *dripping* de la solución fuera de la matriz ^(xii).

Vale aclarar que las ruedas desecantes son diversas de las ruedas entálpicas. Ambas tienen las mismas características físicas: una rueda con una estructura de nido de abeja que contiene un material desecante. Pero mientras que por un lado la función de las ruedas entálpicas es la de transferir calor entre dos flujos a una velocidad de aproximadamente 20 rpm. Por el otro, la función de la rueda desecante es la de remover humedad a una velocidad de aproximadamente 0.2 rpm y con mayor contenido de desecante ^(xii).

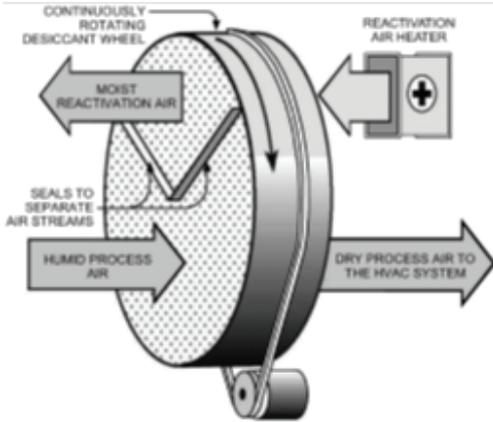


Fig.33 - Típica rueda desecante ^(xvii)

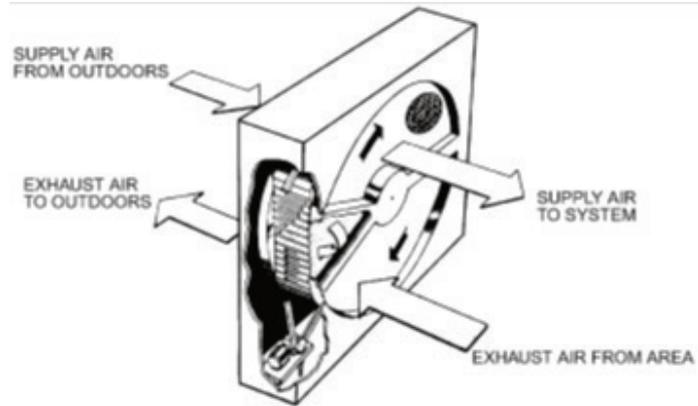


Fig.34 - Típica rueda entálpica ^(xvii).

No toda la bibliografía nombra la necesidad de enfriar el desecante para completar el ciclo de regeneración, no resulta claro el motivo de esta omisión. Quizás porque existe la presunción que el aire exterior sea siempre más frío que el del aire caliente de regeneración, por lo cual el cierre del ciclo resulta inevitable. De todas maneras, no me resulta claro porqué ASHRAE no propone en la descripción del ciclo la optimización del diseño de ésta temperatura, para determinar cuando la temperatura exterior no es óptima, cuánta energía de enfriamiento es justificable.

La impresión final es que cuando dicho enfriamiento no ha sido diseñado el desecante regenerado recibe el primer flujo de aire exterior (húmedo) mientras todavía está caliente y todavía no se enfrió por completo; es decir que comienza el ciclo de deshumidificación antes de completar el ciclo de regeneración.

Seguramente deshumidifique pero inicialmente no con la eficiencia necesaria. Probablemente proyectar instalaciones sin enfriamiento mecánico para regeneración, antes de la fase de deshumidificación, permita sacar el máximo provecho de la capacidad del desecante.

8. SISTEMA DEDICADO DE AIRE EXTERIOR (*DOAS-Dedicated Outdoor Air System*)

El concepto de DOAS con refrigeración sensible paralela se puede explicar como el desacople de la climatización respecto de la ventilación, o de la carga sensible respecto de la latente. Se remueve la carga latente del aire exterior y se genera una ventilación 100% con aire exterior. Será otro sistema el encargado de tomar la carga sensible. Por esta razón se considera la entalpía de diseño más alta (temperatura pico de bulbo húmedo con temperatura de bulbo seco coincidente) para dimensionar la serpentina de deshumidificación.

En el sistema **DOAS_Radiante** la deshumidificación se realiza inicialmente con un sistema desecante que incluye la rueda, un recuperador de calor (no de energía) de placa plana, una serpentina a gas para calentar el flujo de aire que regenera el desecante, un ventilador para asegurar el flujo de aire y una serpentina de agua fría para cerrar el ciclo de regeneración.

Como en este caso el calor sensible es afrontado por solados radiantes, hace falta definir la temperatura de consigna para el aire interior, de humedad relativa interior y de temperatura de la superficie radiante; en modo tal de prevenir la condensación superficial sobre el solado. El objeto "solado radiante frío/calor"

del software de simulación EnergyPlus (utilizado para modelar y comparar los sistemas) incluye un mecanismo de apagado automático antes que condense. Esto queda evidenciado por la cantidad de horas fuera de confort, porque el sistema de climatización se apagó para evitar la condensación.

Vale recordar que los estándares de confort consideran como parámetro más representativo la temperatura operativa, respecto de solamente la temperatura del aire. La temperatura operativa se podría considerar como un promedio (siempre que la velocidad del aire sea baja) entre la temperatura de bulbo seco y la radiante. La influencia positiva de la temperatura radiante en este criterio de confort le da una ventaja comparativa a los sistemas radiantes, permitiéndoles definir una temperatura de consigna (set-point) un grado más alto para refrigeración y uno más bajo para calefacción – con el ahorro energético que comprende ^(xiv).

8.1. Ventajas de DOAS para calor latente y sistema radiante para calor sensible ^(xv)

- **Confort térmico superior.** Visto que el terminal de emisión (solado) tiene una distribución uniforme dentro del espacio. Particularmente en el caso de espacios profundos y altos, la distancia al ocupante es la óptima.
- **Calidad ambiental interior superior.** El sistema DOAS trabaja con aire 100% exterior, non hay recirculación de contaminantes.
- **Uso energético menor y eficiencia energética mayor.** Las bombas reducen el consumo y las pérdidas transportando agua en lugar de aire acondicionado porque trabajan a una temperatura más cercana a la temperatura de confort, permitiendo utilizar bombas con un COP más alto.
- **Instalación más simple.** Se sustituye un equipo terminal complejo, como por ejemplo, la caja VAV con sensores, actuadores, persianas, serpentinas de agua y/o eléctricas, ventiladores; todo esto por un tubo flexible de plástico. Reduciendo sustancialmente la complejidad de la instalación.
- **Costo inicial menor, en mano de obra y materiales.** (idem punto precedente).
- **Ideal para sistemas de volumen constante.** El sistema otorga beneficios máximos a régimen constante.
- **La mejor opción para espacios de baja densidad de ocupación.** A baja ocupación, baja generación interna de humedad y menos riesgo de condensación.
- Elimina la necesidad de realizar post-calentamiento terminal.
- Simplifica la selección, operación y ubicación de las principales bocas de alimentación.
- Durante el invierno elimina la distribución de aire frío en los espacios perimetrales.
- El desacople de calor permite seleccionar equipos más pequeños porque no deberán refrigerar el calor latente del aire exterior (al menos durante el verano).

8.2. Discusión VAVR vs ACB+DOAS

VAVR - *Variable Air Volume with Reheat*. Volumen de Aire Variable con post-calentamiento.

ACB+DOAS - *Active Chilled Beams + Dedicated Outdoor Air System*. Vigas frías + DOAS

La discusión existe porque la tecnología, a pesar de no ser nueva, su uso actual sí lo es; entonces algunos proyectistas argumentan que ACB+DOAS no supera al sistema VAVR, particularmente en cuanto a controles.

El sistema de vigas frías es muy similar al de solado radiante. La diferencia está en que las vigas frías activas tienen una mayor eficiencia de emisión por la convección asistida por los ventiladores terminales, los cuales aumentan el intercambio de calor entre los tubos radiantes y el aire que se quiere acondicionar. Esta eficiencia mayor es penalizada con el consumo energético de los ventiladores.

Hay profesionales que argumentan, en un modo poco objetivo en mi opinión, que el sistema VAV es más conveniente porque su costo inicial es mayor pero el consumo global de energía es menor.

Stanley Mumma, especialista que promueve los beneficios de DOAS dentro de ASHRAE, considera entre las ventajas de este sistema el hecho que es ideal para sistemas de volumen constante y espacios de baja densidad y variabilidad de ocupación ^(xvi).

La combinación del sistema DOAS y con el sistema radiante, por sus lógicas de funcionamiento basadas en aspectos diversos de la física; aumenta en gran medida la variedad de parámetros y sus combinaciones exponenciales, a gobernar por los controles. Este es un desafío sustancial para los proyectistas.

El sistema busca reducir la humedad relativa interior deshumidificando el aire exterior, por lo cual es un desafío importante de diseño cuando hay una importante generación interior de calor latente causado por:

- Los ocupantes y su actividad,
- El aire exterior que entra descontrolado por una envolvente con muchas ventanas,
- El aire exterior o el agua de lluvia que se filtran a través de una envolvente defectuosa;
- Proceso interiores que generan humedad.

Si bien esta tecnología no es una novedad, las combinaciones para su uso actual sí lo son, por lo cual seguramente falta todavía la experiencia empírica a acumular de los proyectos sucesivos en los cuales se la implemente. Pareciera que los proyectistas termomecánicos no se sienten todavía seguros y es válido ya que no podemos desestimar la responsabilidad legal que el proyectista tiene sobre sus propuestas.

Estos argumentos ponen en discusión la ventilación natural directa para confort en climas húmedos. Algunos proyectistas proponen incluso presurizar los espacios, para prevenir el ingreso del aire exterior y mantener la humedad relativa interna entre 45 y 55% ^(xvii).

Alcanzar confort con humedad relativa entre 40 y 50% y proyectar un sistema de alta eficiencia de deshumidificación, permite establecer en climas húmedos una humedad relativa interior del 40% reduciendo ligeramente la temperatura de punto de rocío. En estas condiciones se reduce la presión por riesgo de condensación al momento de determinar la temperatura de consigna para el aire de alimentación desde la UTA/DOAS.

9. DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS ENERGETICOS

Desde el inicio de este trabajo se ha considerado realizar una comparación entre el sistema propuesto **DOAS_Radiante** y el **Baseline #8** (el más eficiente) del Apéndice G del estándar ASHRAE 90.1-2007 ^(xviii). El protocolo de simulación comparativa Apéndice G tiene una amplia aceptación en la industria de la proyección para la eficiencia energética, y particularmente, es utilizado por dos de los sistemas de certificación más populares al momento: LEED y BREEAM. En ellos se utiliza el Apéndice G para evaluar de manera estandarizada el grado de eficiencia global del proyecto que se pretende certificar.

El Apéndice G ofrece diversos *baseline* o “líneas de base” para establecer un punto de referencia común para cualquier proyecto. Los *baseline* no son otra cosa que una versión de eficiencia estándar del propio proyecto. De esta manera el estándar requiere que el proyecto propio tenga un desempeño que supere el del estándar. Por ejemplo, el estándar considera 10w/m² de iluminación en oficinas, por lo cual el propio proyecto deberá tener una densidad de iluminación menor para superar al estándar o compensar ineficiencia en ese campo con aún mayor eficiencia en otro campo.

El Apéndice G penaliza las decisiones de diseño sostenible erradas y premia las acertadas. Por ejemplo, requiere simular el propio proyecto con la orientación que efectivamente tiene y compararlo con el promedio del *baseline* rotado 4 veces. De esta manera se asegura que el *baseline* nunca tendrá ni la mejor ni la peor orientación, entonces la tendencia a la orientación óptima es crecientemente premiada en la comparación proporcional pero inversamente penalizada al tender hacia la peor orientación.

En el caso de la presente investigación, se pretende aislar la comparación al aspecto termomecánico. Por esta razón se considera por igual en ambos modelos a comparar, los siguientes parámetros:

- geometría, superficies climatizadas y totales, características físicas de la envolvente,
- implantación, clima y orientación,
- perfiles de uso: operación, ocupación y funcionamiento (*schedules*),
- cargas internas: densidad de iluminación, ocupación y equipamiento,
- las mismas máquinas enfriadoras de agua (chiller) y torre de enfriamiento (sistema 8),
- ventilación 100% aire exterior y los mismos caudales de acuerdo a ASHRAE 62.1,

- ningún modelo tiene economizador ni recircula el aire,
- recuperador de calor a placa plana (flujo cruzado)
- humidificador a vapor (EnergyPlus non tiene humidificador a gas)
- operación nocturna alterna (*cycle on loads*)

9.1. Diferencias entre los modelos

Inicialmente el **Baseline#8** tendrá la ventaja de ser simulado sin control de humedad ya que no es inherente a su funcionamiento como sí lo es para **DOAS_Radiante** para evitar la condensación durante la refrigeración. Luego se analizará el impacto del requerimiento adicional de control de humedad.

Deshumidificación

- o **DOAS_Radiante**: sistema desecante.
- o **Sistema 4**: la misma serpentina de refrigeración de la bomba de calor.
- o **Sistema 6**: la misma serpentina de expansión directa (DX) con la cual refrigera el VAV.
- o **Sistema 8**: la misma serpentina de agua fría (del chiller) con la cual refrigera el VAV.

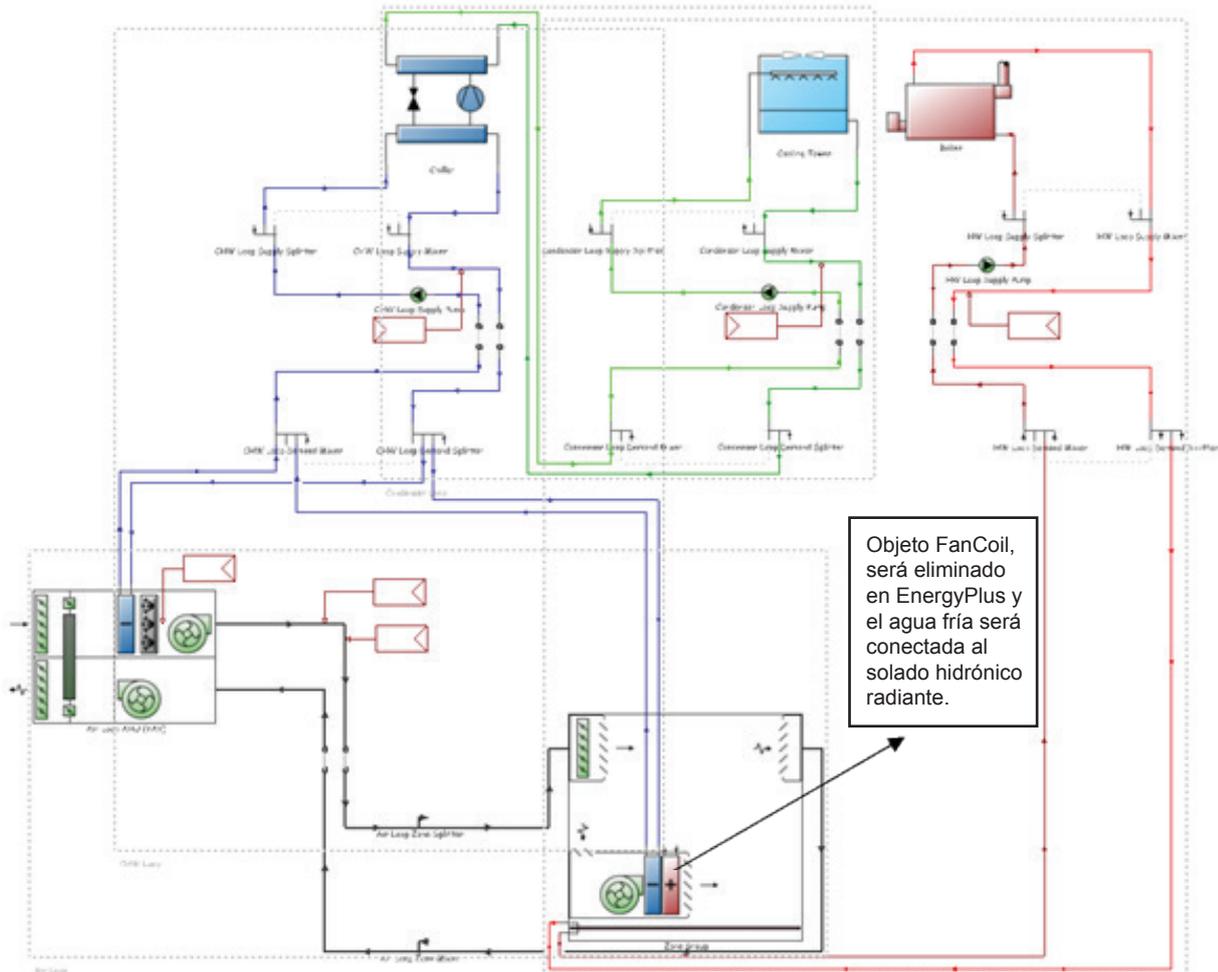
Los sistemas *Baseline* de ASHRAE no tienen incorporada la función de deshumidificar. Por ello se concluye que el sistema DOAS_Radiante es preferible porque no sólo controla la humedad sino que entrega el calor de manera uniforme a través del solado.

Otra diferencia importante es la del *setpoint* de refrigeración y calefacción. Considerando que en la evaluación de confort se considera la temperatura operativa, la cual es determinada por la temperatura radiante; las tecnologías radiantes llevan una ventaja.

9.2. ESQUEMA DE SISTEMA TERMOMECÁNICO INICIAL DOAS_RADIANTE - DESIGNBUILDER

El modelo energético fue confeccionado en fases sucesivas en dos software diversos, inicialmente en DesignBuilder, que no es más que una interfaz gráfica para EnergyPlus, y luego he completado el modelizado dentro de EnergyPlus. La última versión disponible de DesignBuilder al momento de realizar este trabajo (3.4.0.035) no permite todavía modelar el objeto que sí existe en EnergyPlus llamado *ZoneHVAC:LowTemperatureRadiant:VariableFlow*. Este objeto representa el solado radiante del proyecto DOAS_Radiante, que en una misma superficie puede portar agua fría o caliente. Por esta razón se ha debido comenzar modelando provisoriamente equipamiento terminal hidrónico independiente para el agua fría y el agua caliente. He utilizado los objetos solado radiante hidrónico caliente y fan-coil hidrónico frío. De esta manera se puede modelar el tendido de agua caliente y fría a cada espacio. Luego en EnergyPlus se eliminan los fan coil y el agua fría se “conecta manualmente” al mismo solado radiante hidrónico al que ya está conectada el agua caliente.

La máquina enfriadora, conectada a una torre evaporativa, entrega agua fría a una serpentina dentro de la UTA/DOAS y a los fan coil provisorios. Una caldera entrega agua caliente a los solados radiantes. La UTA/DOAS viene dimensionada exclusivamente según el requerimiento de ventilación y no para tomar la carga térmica de ningún tipo. La UTA/DOAS cuenta con un humidificador a vapor y un recuperador de calor a placa plana. La rueda desecante, con su serpentina caliente y ventilador de regeneración; serán agregados dentro del entorno de modelación propio de EnergyPlus ya que en DesignBuilder no está disponible.



9.3. SISTEMA TERMOMECÁNICO FINAL DOAS_RADIANTE - ENERGYPLUS

El sistema termomecánico final incluye los siguientes componentes principales (por simplificación se excluyen las conexiones):

- Circuito de condensación - *CondenserLoop*
 - Torre evaporativa - *CoolingTower:SingleSpeed*
 - Bomba - *Pump:ConstantSpeed*
 - Control Constante - *SetpointManager:Scheduled*
- Circuito de agua Fría - *ChilledWaterLoop*
 - Chiller - *Chiller:Electric:EIR*
 - Bomba - *Pump:ConstantSpeed*
 - Control 2 setpoint de acuerdo a temp externa - *SetpointManager:Outdoor AirReset*
- Circuito de Agua Caliente - *HotWaterLoop*
 - Caldera - *Boiler:HotWater*
 - Bomba - *Pump:VariableSpeed*
 - Control 2 setpoint de acuerdo a temp externa - *SetpointManager: Outdoor AirReset*
- Circuito de Aire - *AirLoop*
 - Canal Principal de la UTA - *AirLoop AHU Main Branch*
 - Ventilador de extracción - *Fan:VariableVolume*
 - Circuito de Aire Exterior - *AirLoopHVAC:OutdoorAirSystem*
 - Deshumidificador Desecante - *Dehumidifier:Desiccant:System*
 - Rueda desecante - *HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow*
 - Ventilador de regeneración - *Fan:OnOff*
 - Serpentina caliente de regeneración - *Coil:Heating:Gas*
 - Serpentina fría de regeneración - *Coil:Cooling:Water*
 - No disponibilidad en invierno - *Setpoint:scheduled*

- Recuperador de calor - *HeatExchanger:AirToAir:FlatPlate*
- Pleno de mezcla de aire - *OutdoorAir:Mixer*
- Humidificador - *Humidifier:Steam:Electric*
 - Disponibilidad de invierno - *Setpoint:scheduled*
- Ventilador de alimentación - *Fan:VariableVolume*
- o Control de temperatura de acuerdo a la estación - *SetpointManager: Scheduled*
- o Control de aire exterior
- o Control de humedad máxima - *SetpointManager:MultiZone:MaximumHumidity:Average*
- o Control de humedad mínima - *SetpointManager:MultiZone:MinimumHumidity:Average*
- Espacios
 - o Equipamiento terminal
 - Solado radiante frío/calor - *ZoneHVAC:LowTemperatureRadiant:VariableFlow*
 - Reja alimentación con persiana - *AirTerminal:SingleDuct:VAV:NoReheat*
 - Reja de extracción (inclusa entro oggetto UTA per bilanciare il sistema)
 - o Sensores locales
 - Termostato - *ZoneControl:Thermostat*
 - Sensor de humedad - *ZoneControl:Humidistat*
 - Sensor de iluminación natural - *Daylighting:Controls*

9.4. SISTEMAS BASELINE ASHRAE 90.1-2007

De acuerdo a la superficie total (1328 m²), el número de niveles (2) y el tipo principal de combustible en el proyecto (electricidad y otro) correspondería realizar la comparación de DOAS_Radiante con el **Baseline#4**. Considerando que la eficiencia del sistema DOAS_Radiante es ampliamente superior a las del Baseline#4 he decidido realizar también la comparación con los sistemas baseline de eficiencia superior, los número 6 y 8.

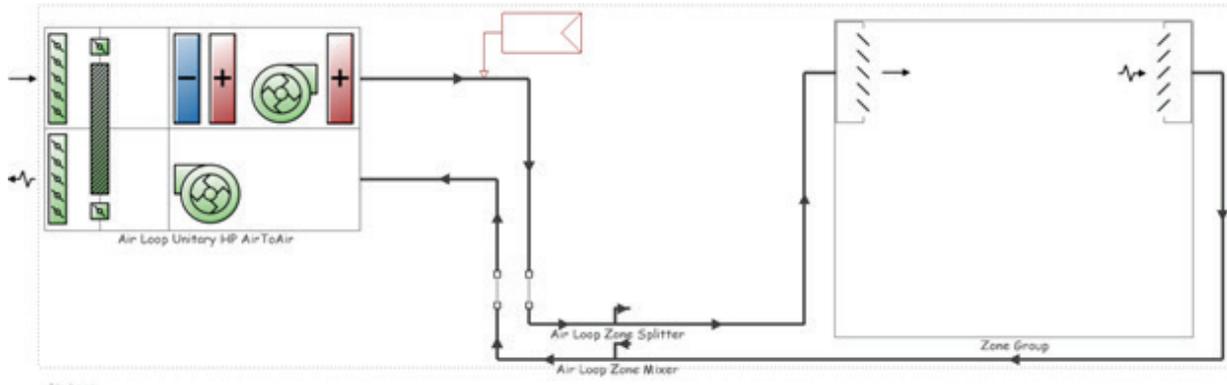
TABLE G3.1.1A Baseline HVAC System Types

Building Type	Fossil Fuel, Fossil/Electric Hybrid, and Purchased Heat	Electric and Other
Residential	System 1—PTAC	System 2—PTHP
Nonresidential and 3 Floors or Less and <2300 m ²	System 3—PSZ-AC	System 4—PSZ-HP *
Nonresidential and 4 or 5 Floors and <2300 m ² or 5 Floors or Less and 2300 m ² to 14,000 m ²	System 5—Packaged VAV with Reheat	System 6—Packaged VAV with PFP Boxes *
Nonresidential and More than 5 Floors or >14,000 m ²	System 7—VAV with Reheat	System 8—VAV with PFP Boxes *

TABLE G3.1.1B Baseline System Descriptions

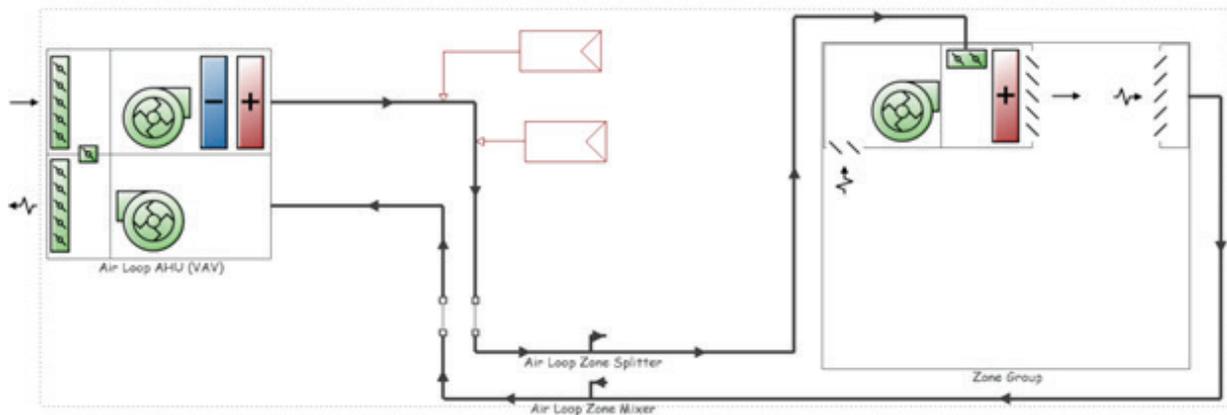
System No.	System Type	Fan Control	Cooling Type	Heating Type
1. PTAC	Packaged terminal air conditioner	Constant volume	Direct expansion	Hot-water fossil fuel boiler
2. PTHP	Packaged terminal heat pump	Constant volume	Direct expansion	Electric heat pump
3. PSZ-AC	Packaged rooftop air conditioner	Constant volume	Direct expansion	Fossil fuel furnace
* 4. PSZ-HP	Packaged rooftop heat pump	Constant volume	Direct expansion	Electric heat pump
5. Packaged VAV with Reheat	Packaged rooftop VAV with reheat	VAV	Direct expansion	Hot-water fossil fuel boiler
* 6. Packaged VAV with PFP Boxes	Packaged rooftop VAV with reheat	VAV	Direct expansion	Electric resistance
7. VAV with Reheat	Packaged rooftop VAV with reheat	VAV	Chilled water	Hot-water fossil fuel boiler
* 8. VAV with PFP Boxes	VAV with reheat	VAV	Chilled water	Electric resistance

Se modeló una bomba de calor condensada con aire para cada una de las 4 zonas del modelo.



9.4.2. ESQUEMA SISTEMA 6 - VAV EXPANSIÓN DIRECTA Y POST-CALENTAMIENTO CON RESISTENCIA ELÉCTRICA

El sistema 6 tiene cajas VAV de inducción con resistencia eléctrica para post-calentamiento. No tiene economizador ni recuperador de energía como requerido por el clima ASHRAE 4A (Venecia) del apéndice G.



9.4.3. ESQUEMA SISTEMA 8 - VAV CON AGUA FRÍA Y POST-CALENTAMIENTO CON RESISTENCIA ELÉCTRICA

El sistema 8 tiene la misma máquina enfriadora de agua y torre de enfriamiento evaporativo que el sistema DOAS_Radiante. A diferencia del Sistema 6, este sistema tiene una serpentina refrigeración con agua fría en lugar de expansión directa.

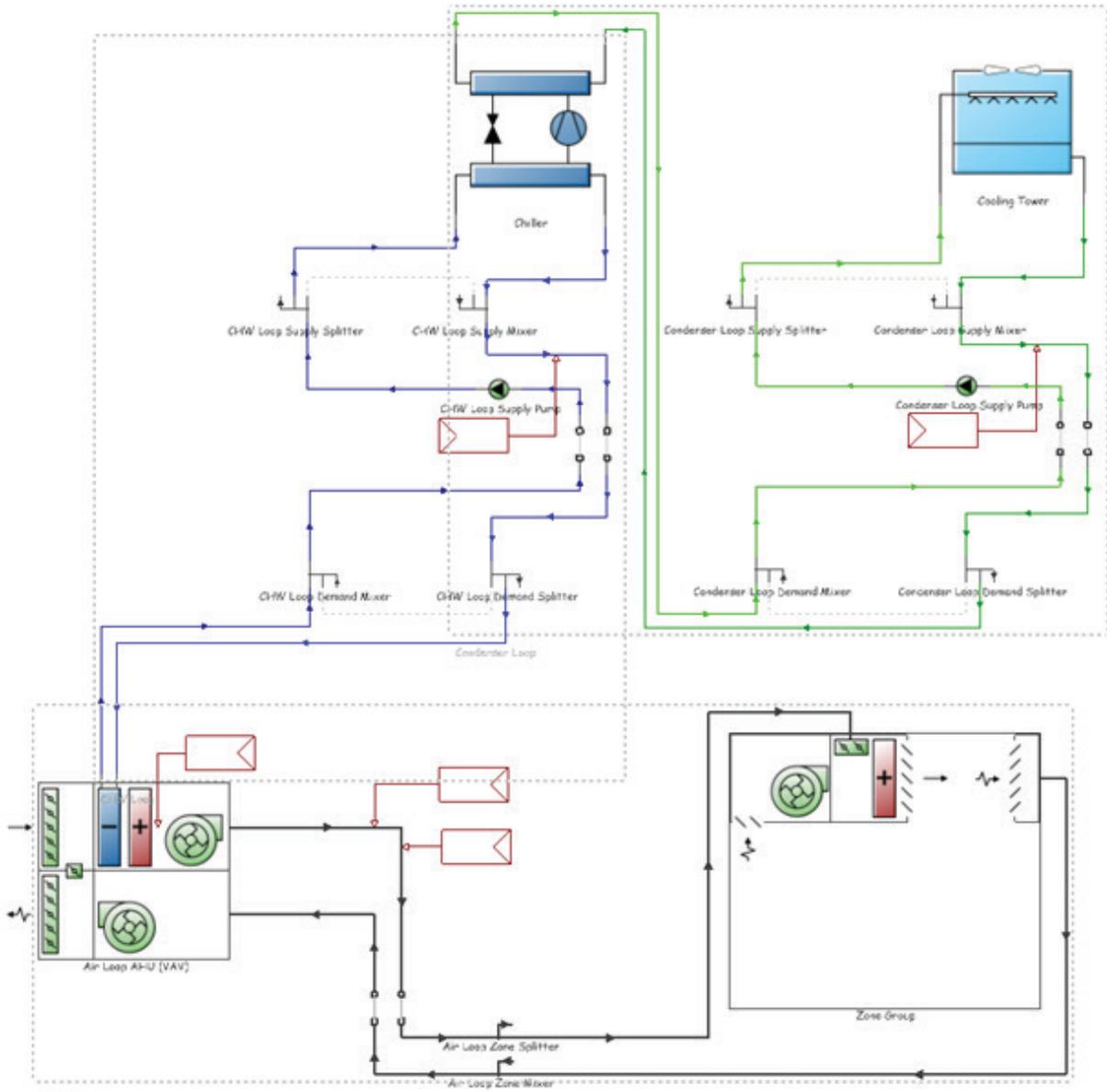


Fig. 39 - Esquema de sistema termomecánico del Baseline Sistema 8 ASHRAE (DesignBuilder)

9.5. DESCRIPCIÓN DETALLADA MODELO DE BASE – ASPECTOS EN COMÚN

9.5.1. CLIMA CONSIDERADO PARA LA SIMULACIÓN ENERGÉTICA: VENECIA

Reference	ITA_Venice.161050_IWEC
Site:Location	VENICE - ITA
Latitude	{N 45° 30'}
Longitude	{E 12° 19'}
Time Zone	{GMT +1.0 Hours}
Elevation (m) above sea level	6
Standard Pressure at Elevation	101253Pa
Data Source	IWEC Data
WMO Station	161050
Weather File Design Conditions	Climate Design Data 2009 ASHRAE Handbook
Heating Design Temperature 99.6% (C)	-4°
Heating Design Temperature 99% (C)	-2.8°
Cooling Design Temperature 0.4% (C)	31.1°
Cooling Design Temperature 1% (C)	29.9°
Cooling Design Temperature 2% (C)	28.8°
Maximum Dry Bulb Temperature (C)	33.0°
Maximum Dry Bulb Occurs on	Jul 2
Minimum Dry Bulb Temperature (C)	-4.4°
Minimum Dry Bulb Occurs on	Jan 12
Maximum Dew Point Temperature (C)	27.0°
Maximum Dew Point Occurs on	Jul 25
Minimum Dew Point Temperature (C)	-18.7°
Minimum Dew Point Occurs on	Mar 9
Standard Heating Degree-Days (base 10°C)	683
Weather File Heating Degree-Days (base 10°C)	722
Standard Cooling Degree-Days (base 18.3°C)	474
Weather File Cooling Degree-Days (base 18°C)	526
Köppen Classification	Cfa
Köppen Description	Humid subtropical (mild with no dry season, hot summer, lat. 20-35°N)
Köppen Recommendation	Unbearably humid periods in summer, but passive cooling is possible
ASHRAE Climate Zone	4A
ASHRAE Description	Mixed-Humid

9.5.2. ENVOLVENTE

Relación ventana-muro muro <i>Window-Wall Ratio</i>	Total	Norte (315-45°)	Este (45-135°)	Sur (135-225°)	Oeste (225-315°)
Superficie muros [m ²]	1321.84	250.28	218.26	635.03	218.26
Superficie ventanas [m ²]	935.07	249.95	190.46	304.23	190.43
Superficie muros climatizados [m ²]	1063.48	250.28	202.40	401.91	208.89
Relación ventana-muro climatizado [%]	87.93	99.87	94.10	75.70	91.16
Relación ventana-muro global [%]	70.74	99.87	87.26	47.91	87.25

Relación claraboya-techo	Total
Superficie grosa techos [m ²]	673.00
Superficie total claraboyas [m ²]	18.00
Relación claraboyas-techos [%]	2.67

Superficies	[m ²]	%
Superficie total edificio	1327.67	100
Superficie climatizada	1089.52	82
Superficie no climatizada	238.15	18

9.5.3. CARACTERIZACIÓN DE MUROS Y VENTANAS

9.5.3.1. Paquetes tecnológicos de la envolvente opaca - libres de condensación intersticial

Muros externos | Construcción 7 | 0.277 W/m²•K

Techo jardín | Construcción 9 | 0.163 W/m²•K

Interstitial Condensation

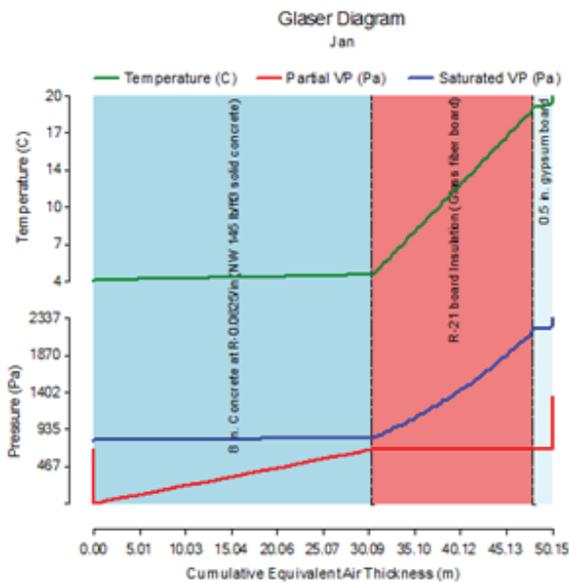
Structure is free of condensation.

Condensation Interfaces

Number of condensation interfaces: 0

Surface Condensation

Thermal quality Good. Mould growth unlikely.



Interstitial Condensation

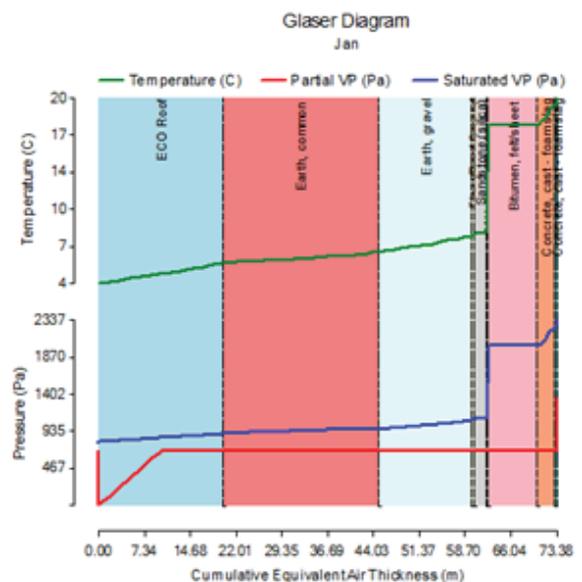
Structure is free of condensation.

Condensation Interfaces

Number of condensation interfaces: 0

Surface Condensation

Thermal quality Good. Mould growth unlikely.



9.5.3.2. Definición de cristales en envolvente

	Descripción	Construcción E+	Transmitancia térmica	Coefficiente Ganancia térmica solar	Transmitancia solar directa	Transmitancia de luz visible
		ID	W/m ² ·K	SHGC		VLT
Claraboyas	DVH tinted low-e 6mm/13m_aire/6mm	1001	1,628	0,291	0,208	0,408
Ventanas	DVH tinted low-e 6mm/13m_argon/6mm	1003	1,323	0,106	0,04705	0,120

La selección del cristal para las claraboyas se realizó buscando el punto óptimo entre iluminación artificial y climatización. Cuando el VLT (*visible light transmittance*) de un cristal es alto, la radiación solar que atraviesa el cristal e ingresa al espacio es mayor. Esta radiación comporta un aumento en: los niveles de iluminación natural (este aumento es deseable hasta un límite) pero también un aumento en la carga térmica (no deseado durante refrigeración porque aumenta el consumo energético, si el equipo da abasto y si no da, aumenta la temperatura y se pierde confort).

Los controles fotosensibles permiten reducir el uso de energía apagando gradualmente la iluminación artificial en el mismo grado (o lo más cercano posible) en que se vuelve disponible el aporte de luz natural.

Dentro de los parámetros de confort térmico, se realizaron iteraciones en el VLT de los cristales en busca de hallar un valor óptimo que resulte en el menor consumo energético anual combinado entre iluminación artificial y termomecánica.

9.5.4. ILUMINACIÓN INTERIOR

Con el objetivo de hallar y presentar los resultados de la investigación en la manera más clara posible, se han minimizado las cargas internas. Para la carga de ocupación se consideraron cerca de 10m²/ persona y para iluminación artificial se tomó como referencia los valores indicados en la *Advanced Energy Design Guide for Small and Medium Office for 50% Savings* (AEDG-SMO-50) ^(xix).

Zona	Densidad iluminación [W/m ²]	Superficie de zona [m ²]	Potencia Total [W]	Consumo [GJ]
02CONG:02CONG	6.4	24.99	159.94	1.47
01BANOS:01BO	8.2	69.70	571.58	6.95
00SALA%MAQ:00MAQ	12.4	213.16	2643.14	32.16
01ALLEV:01ALLEVCTR	6.8	59.19	402.47	4.01
01ALLEV:01ALLEVO	6.8	59.19	402.47	2.78
01ADMIN:01ADMININE	6.8	46.50	316.20	2.12
01ADMIN:01ADMINCTR	6.8	67.61	459.71	5.59
01ADMIN:01ADMININS	6.8	91.11	619.56	3.60
01ADMIN:01ADMININN	6.8	91.11	619.55	7.54
02LAB:02LABE	6.8	46.52	316.35	2.54
02LAB:02LABO	6.8	46.37	315.30	2.84
02LAB:02LABCTR	6.8	117.70	800.35	8.88
02LAB:02LABS	6.8	161.54	1098.48	7.01
02LAB:02LABN	6.8	161.26	1096.56	6.71
02GTE:02GTE	6.8	33.61	228.53	1.24
02PELIG:02PELIG	6.8	38.12	259.20	1.36
TOTAL o MEDIA	7.7651	1327.67	10309.39	96.82

9.6. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE MODELO ENERGÉTICO DE DESHUMIDIFICACIÓN DOAS_RADIANTE

A continuación se listan los objetos de EnergyPlus más relevantes de la investigación. El objetivo es ponerlos a disposición de quien quiera continuar con esta investigación ya que volcando este texto dentro del editor IDF de EnergyPlus, es el equivalente a “colocar” el equipamiento dentro del modelo energético y sólo restaría realizar las conexiones y configurarlo para la operación deseada.

9.6.1. UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA

<i>Objeto EnergyPlus</i>	<i>Nombre en el modelo</i>
▪ Fan:VariableVolume	Air Loop AHU Extract Fan
▪ AirLoopHVAC:OutdoorAirSystem	OA Sys 1
○ Dehumidifier:Desiccant:System	OA Desiccant System
○ HeatExchanger:AirToAir:FlatPlate	OA Heat Recovery
○ OutdoorAir:Mixer	OA Mixing Box 1
▪ Coil:Cooling:Water	Air Loop AHU Cooling Coil
▪ Humidifier:Steam:Electric	Humidifier:Steam:Electric
▪ Fan:VariableVolume	Air Loop AHU Supply Fan

9.6.2. SISTEMA DESECANTE

<i>Objeto EnergyPlus</i>	<i>Nombre en el modelo</i>
▪ Dehumidifier:Desiccant:System	OA Desiccant System
○ Fan:OnOff	OA Desiccant Regen Fan
○ Coil:Heating:Gas	OA Desiccant Regen Coil
○ HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow	OA Desiccant Heat Exchanger
○ Coil:Cooling:Water	Dehum Clg Coil
▪ HeatExchanger:AirToAir:FlatPlate	OA Heat Recovery

9.6.2.1. Dehumidifier:Desiccant:System - OA Desiccant System

El sistema modela la deshumidificación de un flujo de aire, típicamente llamado “flujo de aire de proceso”. Un segundo flujo de aire calentado llamado “flujo de aire de regeneración”, es utilizado para remover la humedad acumulada en la rueda desecante. Comúnmente esta humedad es expulsada del edificio.

El objeto es compuesto a su vez por un conjunto de otros objetos (*children*): un intercambiador de calor desecante, una serpentina de calefacción con un ventilador para remover la humedad absorbida y una serpentina de refrigeración para cerrar el ciclo de regeneración del material desecante y restituirle su capacidad de absorción de humedad.

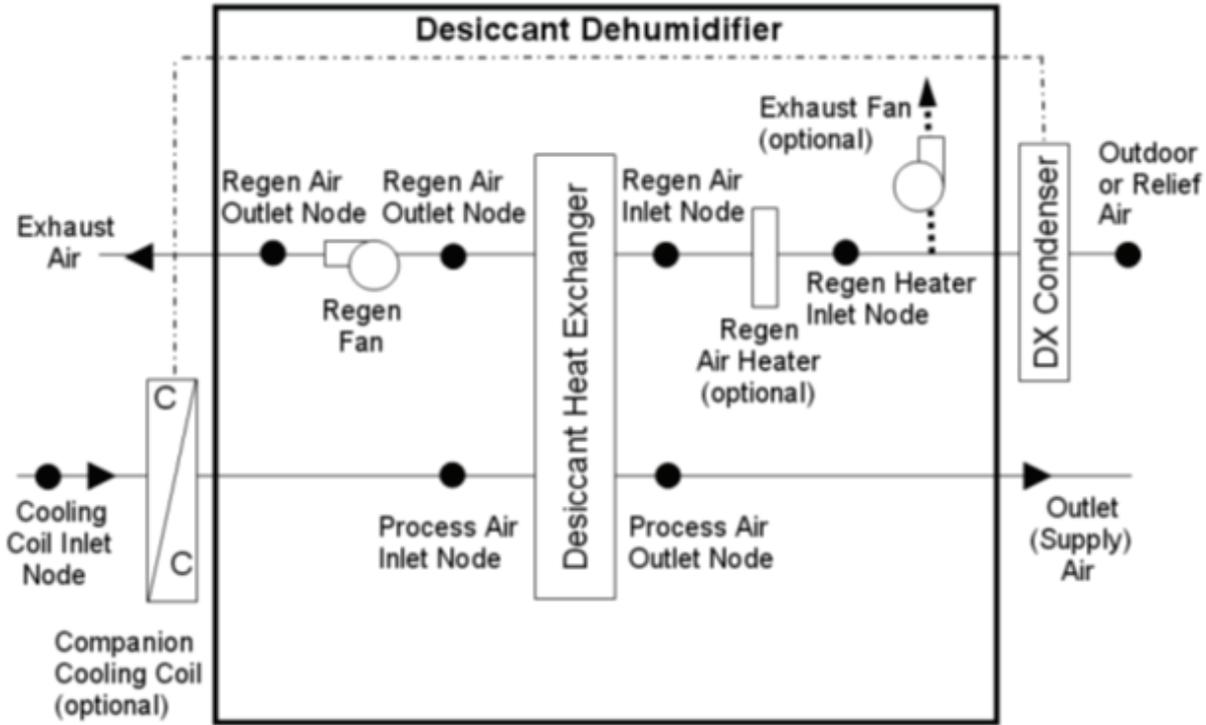


Fig. 40 –Esquema de Sistema Desecante - Input Output Reference - EnergyPlus (**)

Fan:OnOff - OA Desiccant Regen Fan

El objeto modela un ventilador de volumen constante destinado a alternar su operación en conjunto con el sistema de climatización (Operación: "AUTO").

Coil:Heating:Gas - OA Desiccant Regen Coil

El objeto modela una serpentina de calefacción calentada por un quemador a gas natural con una eficiencia definida por el usuario.

HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow - OA Desiccant Heat Exchanger

Este intercambiador desecante de calor es utilizado para modelar ya sea el intercambio de calor sensible o el latente entre dos flujos de aire. El modelo asume que los flujos de proceso y de regeneración están balanceados. El desempeño del intercambiador de calor es definido por medio del objeto *HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow:PerformanceData*.

HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow:PerformanceDataType1 - HXDesPerf2

Este objeto define el desempeño térmico y el uso eléctrico del intercambiador de calor desecante. El modelo calcula la temperatura y humedad de salida de acuerdo a los valores de ingreso en el flujo de aire. El usuario debe especificar el caudal, la velocidad superficial y la potencia eléctrica.

HeatExchanger:AirToAir:FlatPlate - OA Heat Recovery

El intercambiador de calor de placa plana es un equipo termomecánico típicamente utilizado para recuperar calor del flujo de aire de retorno o de extracción. El usuario puede determinar el tipo de flujo para

el intercambio de calor: contra-corriente, paralelo o cruzado (los flujos no se mezclan). El funcionamiento es caracterizado de acuerdo a la temperatura de salida del aire primario de alimentación.

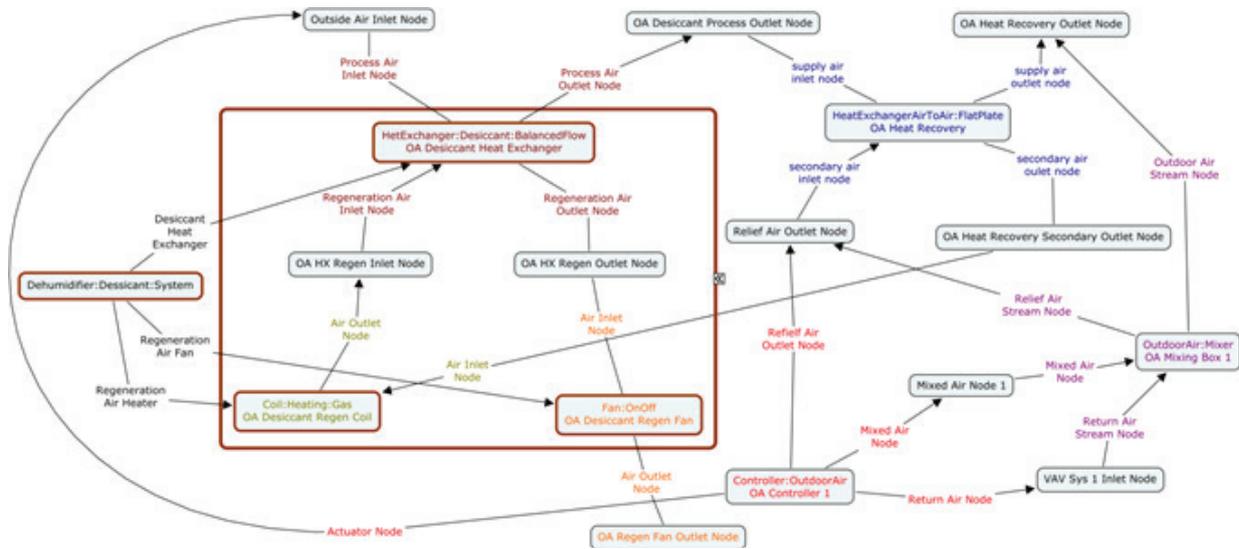


Fig. 41 - Mapa conceptual del agrupamiento y las conexiones entre los objetos utilizados de EnergyPlus.

A continuación los objetos tal cual se deben ingresar en el archivo de texto de EnergyPlus. Los mismos pueden directamente “copiarse y pegarse” en otro modelo. En un mismo color, los nodos que conectan los distintos objetos.

Dehumidifier:Desiccant:System,

- OA Desiccant System, !- Name
- Bunk_Mo-Fri_7-20_Sch, !- Availability Schedule Name
- HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow, !- Desiccant Heat Exchanger Object Type
- OA Desiccant Heat Exchanger, !- Desiccant Heat Exchanger Name
- OA Desiccant Process Outlet Node, !- Sensor Node Name
- Fan:OnOff, !- Regeneration Air Fan Object Type
- OA Desiccant Regen Fan, !- Regeneration Air Fan Name
- DrawThrough, !- Regeneration Air Fan Placement
- Coil:Heating:Gas, !- Regeneration Air Heater Object Type
- OA Desiccant Regen Coil, !- Regeneration Air Heater Name
- 46.111111; !- Regeneration Inlet Air Setpoint Temperature {C}

HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow,

- OA Desiccant Heat Exchanger, !- Name
- Bunk_Mo-Fri_7-20_Sch, !- Availability Schedule Name
- OA HX Regen Inlet Node, !- Regeneration Air Inlet Node Name
- OA HX Regen Outlet Node, !- Regeneration Air Outlet Node Name
- Outside Air Inlet Node, !- Process Air Inlet Node Name
- OA Desiccant Process Outlet Node, !- Process Air Outlet Node Name
- HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow:PerformanceDataType1, !- Heat Exchanger Performance Object Type
- HXDesPerf2; !- Heat Exchanger Performance Name

Fan:OnOff,

OA Desiccant Regen Fan,	!- Name
Bunk_Mo-Fri_7-20_Sch,	!- Availability Schedule Name
0.7,	!- Fan Total Efficiency
205.5,	!- Pressure Rise {Pa}
autosize,	!- Maximum Flow Rate {m3/s}
0.9,	!- Motor Efficiency
1.0,	!- Motor In Airstream Fraction
OA HX Regen Outlet Node,	!- Air Inlet Node Name
OA Regen Fan Outlet Node;	!- Air Outlet Node Name

Coil:Heating:Gas,

OA Desiccant Regen Coil,	!- Name
Regen Htg Coil,	!- Availability Schedule Name
0.89,	!- Gas Burner Efficiency
20000,	!- Nominal Capacity {W}
OA Heat Recovery Secondary Outlet Node,	!- Air Inlet Node Name
OA HX Regen Inlet Node;	!- Air Outlet Node Name

Coil:Cooling:Water,

Air Loop AHU Cooling Coil,	!- Name
Dehum Clg Coil,	!- Availability Schedule Name
autosize,	!- Design Water Flow Rate {m3/s}
autosize,	!- Design Air Flow Rate {m3/s}
autosize,	!- Design Inlet Water Temperature {C}
autosize,	!- Design Inlet Air Temperature {C}
autosize,	!- Design Outlet Air Temperature {C}
0.015,	!- Design Inlet Air Humidity Ratio {kgWater/kgDryAir}
0.006,	!- Design Outlet Air Humidity Ratio {kgWater/kgDryAir}
Air Loop AHU Cooling Coil Water Inlet Node,	!- Water Inlet Node Name
Air Loop AHU Cooling Coil Water Outlet Node,	!- Water Outlet Node Name
Mixed Air Node 1,	!- Air Inlet Node Name
Air Loop AHU Cooling Coil Air Outlet Node,	!- Air Outlet Node Name
SimpleAnalysis,	!- Type of Analysis
CrossFlow;	!- Heat Exchanger Configuration

HeatExchanger:AirToAir:FlatPlate,

OA Heat Recovery,	!- Name
Bunk_Mo-Fri_7-20_Sch,	!- Availability Schedule Name
CounterFlow,	!- Flow Arrangement Type
Yes,	!- Economizer Lockout
1.0,	!- Ratio of Supply to Secondary hA Values
2.5893,	!- Nominal Supply Air Flow Rate {m3/s}
5.0,	!- Nominal Supply Air Inlet Temperature {C}
15.0,	!- Nominal Supply Air Outlet Temperature {C}
2.5893,	!- Nominal Secondary Air Flow Rate {m3/s}
20.0,	!- Nominal Secondary Air Inlet Temperature {C}
0.0,	!- Nominal Electric Power {W}
OA Desiccant Process Outlet Node,	!- Supply Air Inlet Node Name
OA Heat Recovery Outlet Node,	!- Supply Air Outlet Node Name
Relief Air Outlet Node,	!- Secondary Air Inlet Node Name
OA Heat Recovery Secondary Outlet Node;	!- Secondary Air Outlet Node Name

HeatExchanger:Desiccant:BalancedFlow:PerformanceDataType1,

HXDesPerf2, !- Name

(se consideraron los valores preestablecidos por defecto).

9.7. VERIFICACIÓN DEL ADECUADO FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

9.7.1. Deshumidificación desecante. El análisis del gráfico permite verificar que la deshumidificación desecante se enciende reduciendo la tasa de humedad bajo los 10 gramos de agua por kilo de aire seco (0.010kg/kg en Figura 42). El trabajo de la serpentina de agua fría en la UTA/DOAS refuerza la deshumidificación cuando el sistema desecante no alcanza por sí sólo los 0.007 kg/kg.

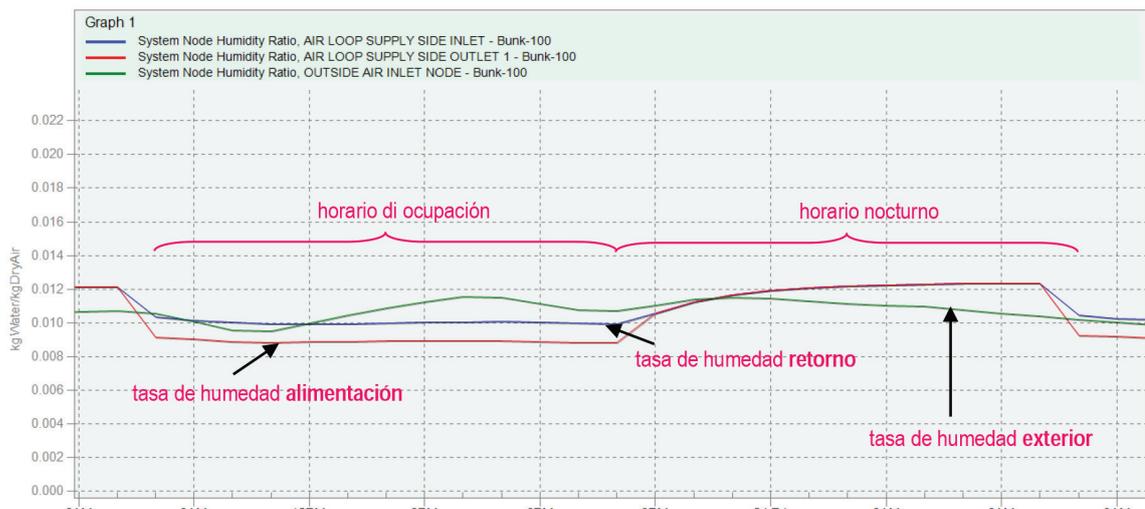


Fig. 42 - Deshumidificación desecante encendida. Período: un día de mayo. Frecuencia: hora.

9.7.2. Control de condensación sobre el solado

Los objetos radiantes de EnergyPlus cuentan con un control integrado que apaga la entrega de energía (en este caso la alimentación de agua fría) al equipo terminal (solado radiante) justo antes que la combinación de temperatura y humedad produzca condensación sobre el solado. Configuré el modelo DOAS_Radiante con la misma tasa de humedad de diseño (*humidity ratio setpoint*) para todo el año de 7 gramos por kilo de aire seco. Vale considerar que los valores típicos para refrigeración son de 10 a 12 gramos y de calefacción 5 gramos. Para mantener la alta calidad ambiental interior, se incluyó el humidificador para el período invernal cuando la humedad relativa interior desciende excesivamente.

El siguiente mensaje extraído del listado de advertencias (no fatales) del software permite confirmar que el apagado automático ante el riesgo de condensación funciona correctamente.

```
(...)
** Warning ** ZoneHVAC:LowTemperatureRadiant:VariableFlow [02LAB:02LABE HEATED FLOOR]
** ~~~ ** Surface [02LAB:02LABE_FLOOR_0_0_10027] temperature below dew-point temperature--potential for condensation exists
** ~~~ ** Flow to the radiant system will be shut-off to avoid condensation
** ~~~ ** Predicted radiant system surface temperature = 16.54
** ~~~ ** Zone dew-point temperature + safety delta T= 16.55
** ~~~ ** Environment=MARITIMA, at Simulation time=03/15 12:54 - 12:55
** ~~~ ** Note that a 1.0000 C safety was chosen in the input for the shut-off criteria
** ~~~ ** Note also that this affects all surfaces that are part of this radiant system
(...)
```

9.7.3. Funcionamiento del intercambiador de calores a placa plana

Los siguientes gráficos demuestran el correcto funcionamiento del intercambiador de calor.

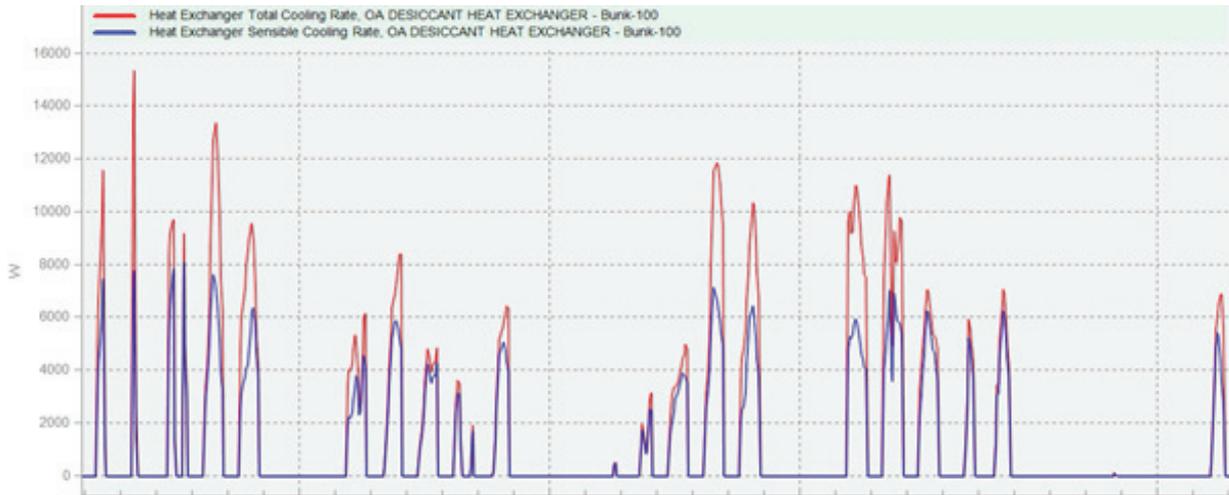


Fig. 43 - Recuperación de calor latente y sensible para refrigeración del 2 de octubre al 2 de noviembre.



Fig. 44 - Recuperación total anual de calor.

9.7.4.1. Distribución de la iluminación natural en el segundo piso - mañana

Cuando el objetivo es minimizar el uso de energía, es importante verificar que por lograr ese objetivo no se esté comprometiendo el confort, en este caso de iluminación (figs. 45 a 50). Se podría haber optimizado ulteriormente el VLT de los cristales de las claraboyas, pero no es el objetivo de este trabajo. El objetivo era minimizar las cargas térmicas para no distorsionar el análisis termomecánico.

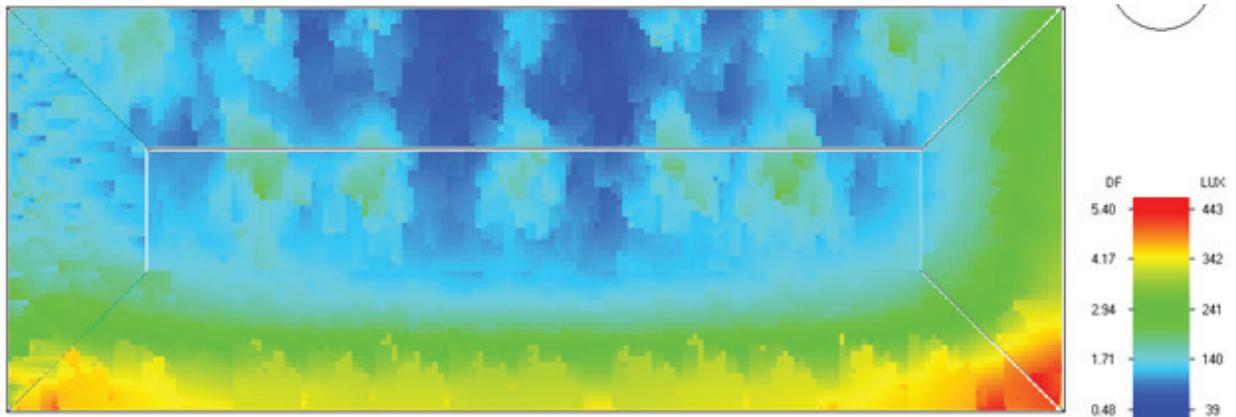


Fig. 45 - 21 septiembre, 11:00 hs.

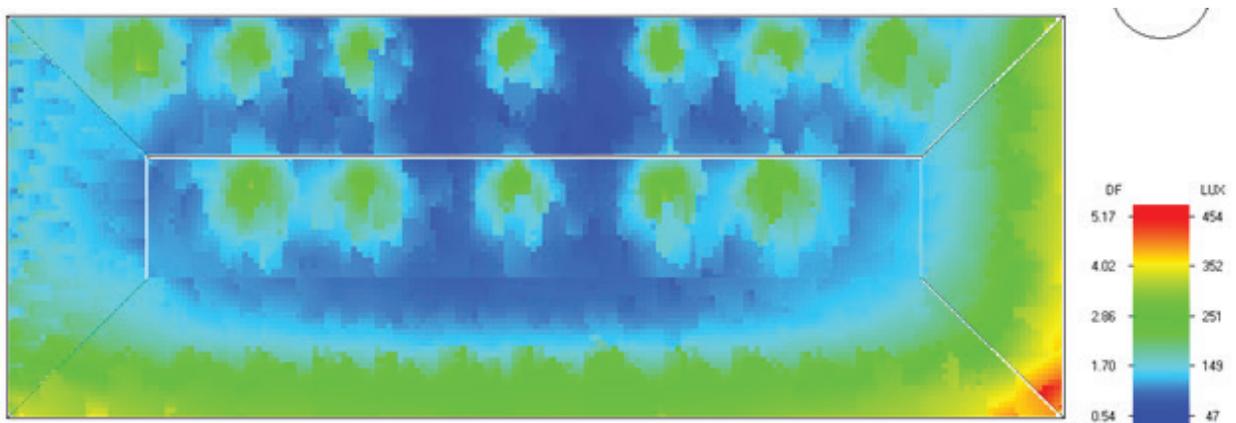


Fig. 46- 1 julio, 11:00 hs.

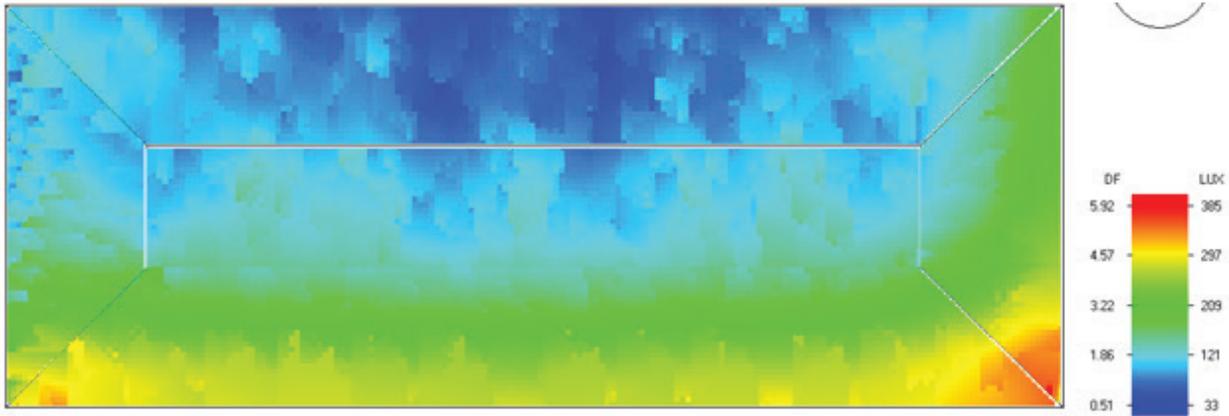


Fig. 47 - 1 febrero, 11:00 hs.

9.7.4.2. Distribución de la iluminación natural en el segundo piso - tarde

El objetivo de limitar la asimetría lumínica con los parasoles al oeste en combinación con las características ópticas de las claraboyas, fue alcanzado satisfactoriamente para el objeto de análisis (termomecánico).

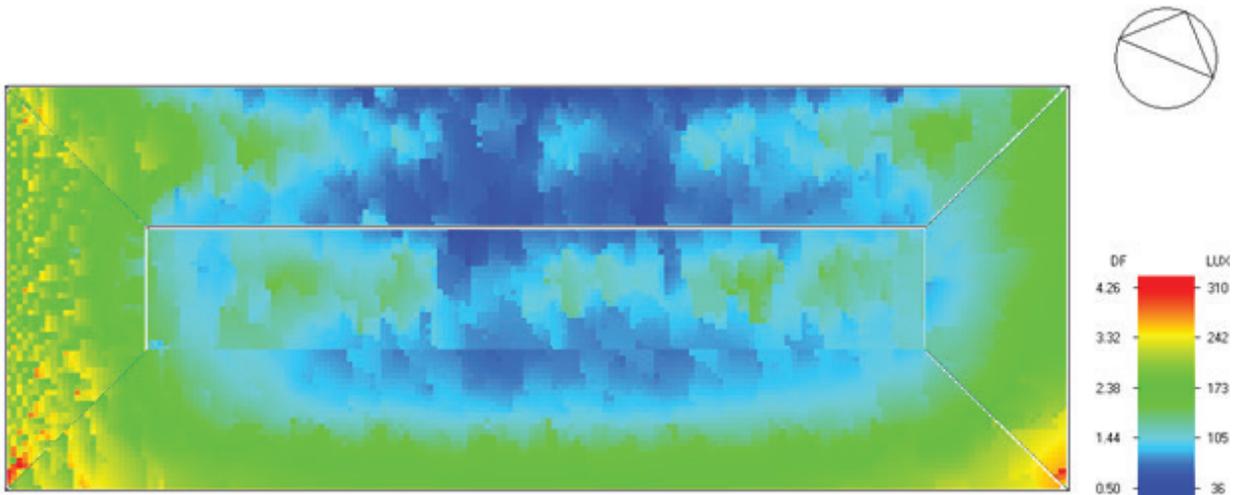


Fig. 48 - 21 septiembre, 15:00 hs.

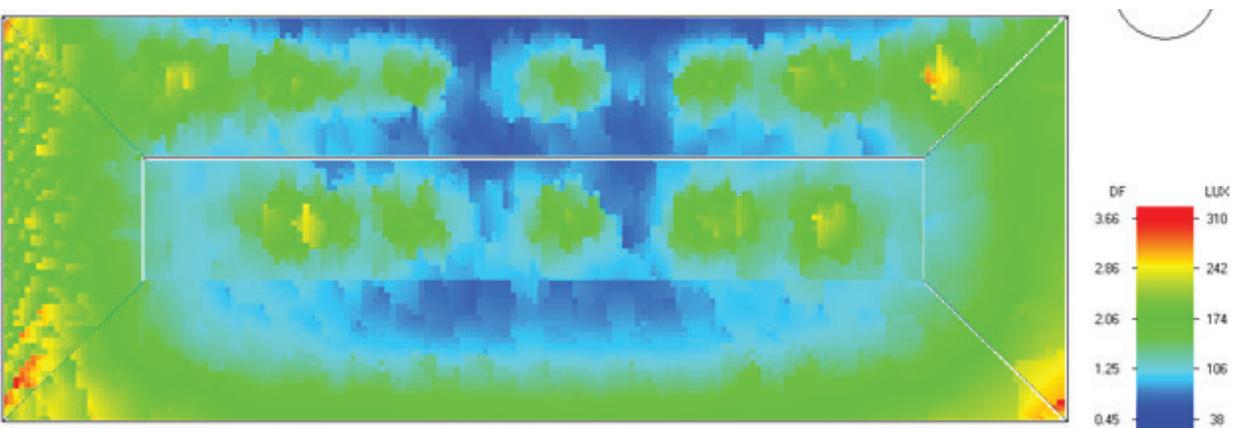


Fig. 49 - 1 julio, 15:00 hs.

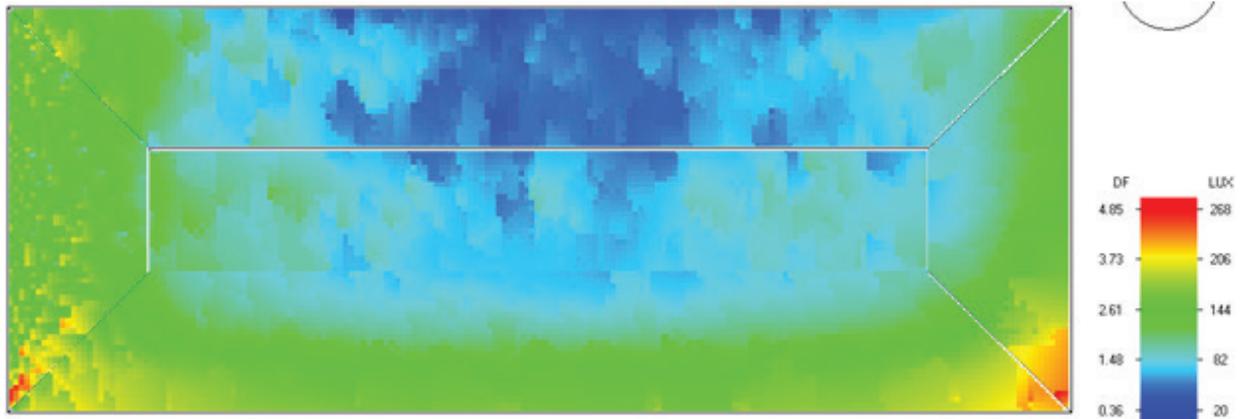


Fig. 50- 1 febrero, 15:00 hs.

9.7.5. Verificación del funcionamiento de los solados radiantes

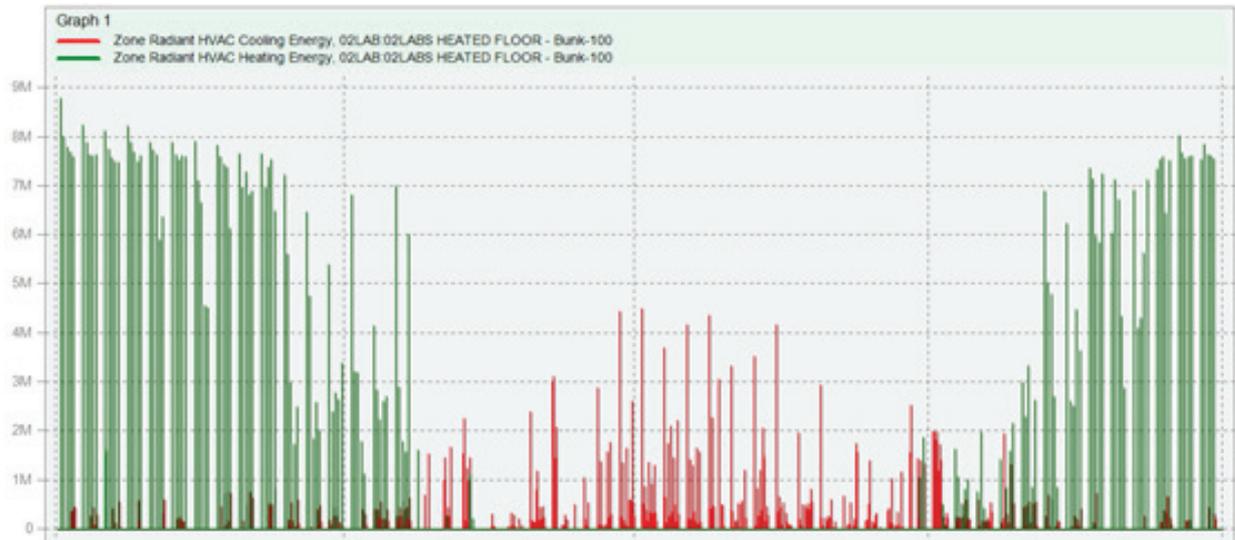


Fig. 51- Energía en el solado radiante [millones de Joules] - (Período: un año; Frecuencia: minuto)

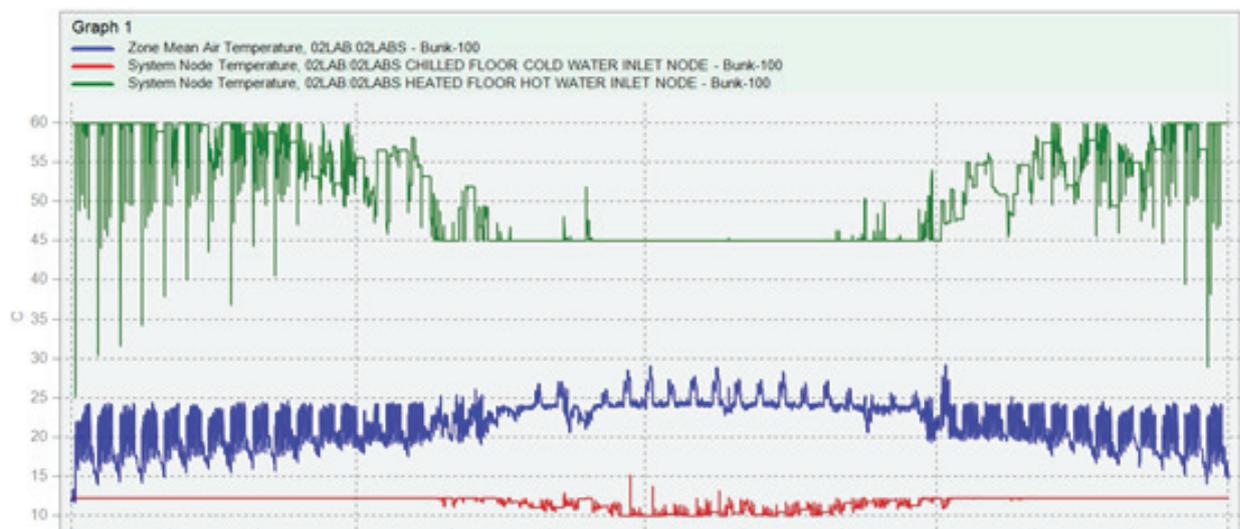


Fig. 52 -Temperatura de ingreso y salida del agua en el solado radiante, y temperatura media del aire del espacio [°C]. (Período: un año; Frecuencia: hora)

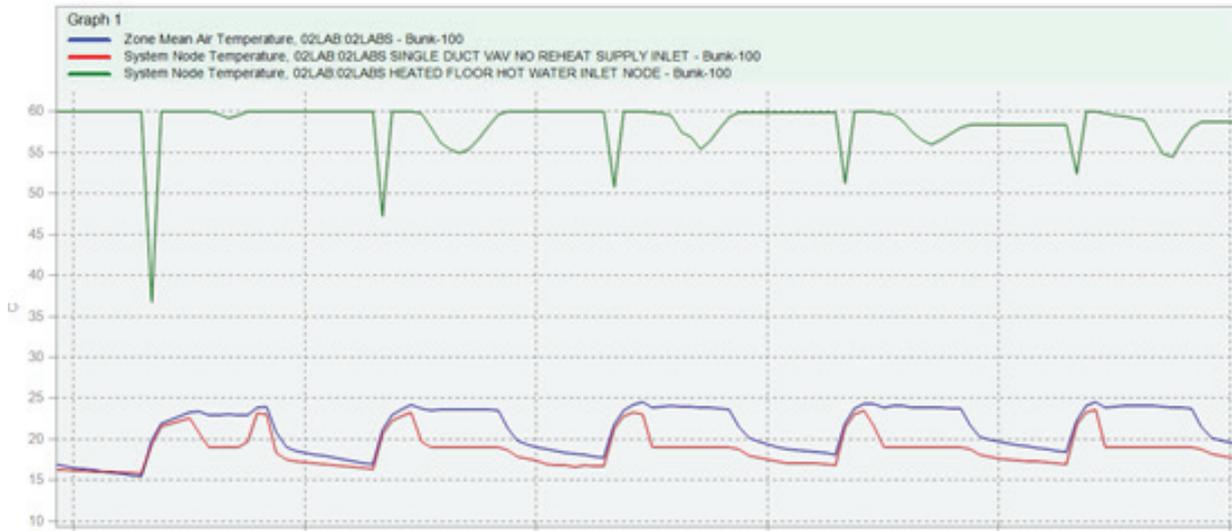


Fig. 53 -La temperatura de alimentación desde el DOAS (rojo) es menor que la media del aire interior (azul). Así se verifica que no es posible que el DOAS esté tomando el calor sensible y se deduce que lo está haciendo el solado radiante (verde). Período: lunes a viernes de febrero; Frecuencia: hora.

10. RESULTADOS - COMPARACIÓN DE LOS MODELOS

A continuación se exponen los resultados de la comparación entre los distintos modelos simulados.

10.1. DOAS_Radiante // ASHRAE *Baseline* sin deshumidificación

	Energía Total	Mejora ¹	Energía Primaria	Mejora ²	Unmet Load ³
	kWh	%	kWh	%	Horas
DOAS_Radiante	142.945		389.385		83
Baseline Sistema 8	224.853	36	718.403	46	4
Baseline Sistema 6	302.325	53	957.497	59	0
Baseline Sistema 4	1.016.136	86	3.246.711	88	156

Nota 1: Mejora = 100 x (DOAS_Rad - Baseline) / Baseline

Nota 2: Factor de conversión de energía primaria eléctrica 3.167; gas natural 1.084

Nota 3: Horas al año en que la temperatura interna ha estado fuera de setpoint en al menos 0.2°C

El sistema DOAS_Radiante, más allá de su emisión de calor más homogénea y el control de deshumidificación; demuestra requerir un consumo energético sustancialmente menor. En base al protocolo del Apéndice G son aceptables hasta 300 horas fuera del *setpoint* (*unmet load hours*) en el baseline, y una diferencia no mayor de 50 horas para el propio proyecto respecto del baseline; es decir un máximo de 350 horas anuales para el propio proyecto. El modelo DOAS_Radiante resultó tener sólo 83 horas fuera del *setpoint* sobre un total de 3400 horas anuales de ocupación, lo cual es aceptable.

10.1.1. PERFILES DE USO DE ENERGÍA

La diferencia de prestación del sistema DOAS_Radiante se ve en el consumo de energía para calefacción y en el uso de ventiladores. Esto demuestra (1) el ahorro de energía en ventiladores gracias a la minimización del caudal de aire hasta el mínimo requerido para ventilar y deshumidificar; (2) el ahorro por la climatización con tecnología radiante que no requiere de materia para transportar energía.

TIPO DE USO	DOAS_Radiante [kWh]		Sistema 4 [kWh]		Sistema 6 [kWh]		Sistema 8 [kWh]	
	Electricidad	Gas	Electricidad	Gas	Electricidad	Gas	Electricidad	Gas
Calefacción	2.46	30399.43	173434.24	0.00	121803.97	0.00	95727.98	0.00
Refrigeración	23560.71	0.00	87919.03	0.00	75720.95	0.00	29381.04	0.00
Iluminación Interior	26893.67	0.00	26893.67	0.00	26893.67	0.00	26893.67	0.00
Equipamiento interior	48166.80	0.00	48166.80	0.00	48166.80	0.00	48166.80	0.00
Ventiladores	6242.60	0.00	679722.62	0.00	29739.6	0.00	18444.01	0.00
Bombas	3226.32	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1719.78	0.00
Torre de enfriamiento evaporativo	4337.97	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4519.53	0.00
Humidificación	98.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Recupero de calor	16.79	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TOTAL	112545.63	30399.43	1016136.36	0.00	302324.99	0.00	224852.81	0.00

10.1.2. RESULTADOS DOAS_Radiante

L'energia di processo (per gli uffici sono principalmente i computer) rappresenta un 33% dell'energia totale. Normalmente questa percentuale si sarebbe considerata troppo alta, però in realtà è ragionevole considerando che di solito gli impianti termotecnici e di illuminazione non sono così efficienti come quelli di DOAS_Radiante.

Intensidad de uso de energía por unidad de superficie	Electricidad [kWh/m ²]	Gas [kWh/m ²]
ILUMINACIÓN	20.26	0.00
CLIMATIZACIÓN	28.22	22.90
OTROS	36.29	0.00
TOTAL	84.77	22.90

Gas Total para calefacción	30399.43	kWh
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Solados radiantes ▪ Regeneración rueda desecante 	25508.15 4891.29	kWh kWh
Recuperación de energía		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ para refrigeración ▪ para calefacción 	1537.84 72.50	kWh kWh
Uso de agua del chiller y la torre de enfriamiento evaporativo	220.26	m ³
Horas fuera del <i>setpoint</i> (<i>unmet load hours</i>) dentro de las horas ocupadas de todo un año		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ calefacción ▪ refrigeración 	44.03 38.97	horas horas

10.2. DOAS_Radiante // ASHRAE *Baseline* con deshumidificación

La primera comparación se realizó con los baseline sin deshumidificación, tal como están descritos en el apéndice G del estándar ASHRAE 90.1. A continuación se puede apreciar el cambio en el consumo energético de los sistemas baseline al agregar el requerimiento de control de humedad. Particularmente en el Baseline#8 que sin deshumidificación es mucho más eficiente que el Baseline#6 por su serpentina de refrigeración a agua que supera el desempeño de la serpentina a expansión directa. Al agregar el requerimiento de deshumidificar el aumento en consumo energético es ahora mucho mayor para el Baseline#8 que para el Baseline#6.

	Energía Total	Mejora ¹	Energía Primaria	Mejora ²	Unmet Load ³
	kWh	%	kWh	%	Horas
DOAS_Radiante	142.945		389.385		83
Baseline Sistema 8	352.728	59	1.117.088	65	297
Baseline Sistema 6	360.062	60	1.012.746	62	0
Baseline Sistema 4	1.212.111	88	3.838.755	90	156

10.2.1. Serpentina con agua - deshumidificación

Del aumento en el consumo energético de los ventiladores en el cuadro lateral, se puede concluir que la serpentina con agua fría del chiller en el Baseline#8 para deshumidificar requiere un mayor caudal de aire. Adicionalmente requiere de un mayor caudal de agua fría del chiller y post-calentar el aire excesivamente enfriado en el proceso de deshumidificación.

TIPO DE USO	Baseline # 8 [kWh]		
	dif [%]	sin deshum	con deshum
Calefacción	33%	95727,98	127455,61
Refrigeración	125%	29381,04	66043,15
Ventiladores	38%	18444,01	25445,62
Bombas	290%	1719,78	6709,26
Torre de enfriamiento evaporativo	195%	4519,53	13336,72
Humidificación		0	38666,16

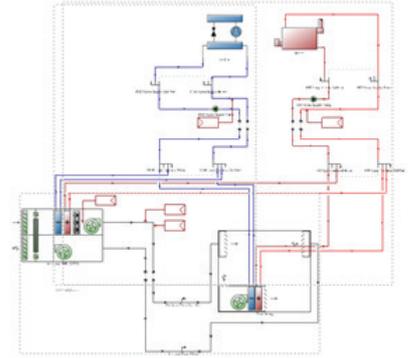
10.3. ENERGÍA PARA CALEFACCIÓN

Considerando que todos los sistemas baseline calefaccionan con resistencia eléctrica, fuertemente penalizado en la energía primaria, realicé simulaciones adicionales confrontando el sistema DOAS_Radiante con otros sistemas típicos pero con calefacción en base a gas natural.

10.3.1. COMPARACIÓN 2

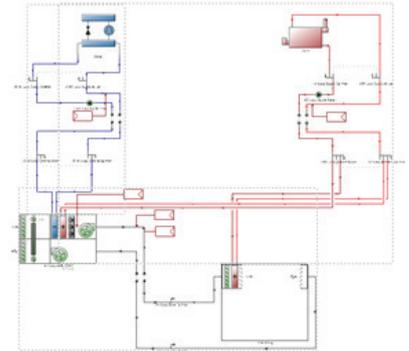
	ID	Descripción Sistema	DX	C ai
		Ore		
	DOAS_Rad	Desecante		
Deshumidificación Desacoplada	Alter 03-1	Vigas frías+DOAS Convectore el.	X	
	Alter 05-1	Fan-Coil DOAS Chiller a aire	X	
ASHRAE Baselines	Bunk105 ASH4	Bomba de calor. Cool/Reheat.	X	
	Bunk109 ASH6	Serpentina DX 2 velocidades	X	
	Bunk105- ASH8	Serpentina a agua		
Calentamiento a Gas	Alter 08-1	VAV Serpentina Agua Chiller a aire	X	
	Alter 09-1	VAV DX	X	
	Alter 12-1	VAV con cajas de inducción	X	

10.3.1.1. Alter 03-1. Es un sistema que comparte conceptos con DOAS_Radiante. Las vigas frías refrigeran y calefaccionan por radiación y convección natural (o asistida cuando hay ventiladores) Una máquina enfriadora de agua conectada a una torre de enfriamiento evaporativo producen el agua fría. La calefacción la produce un convector eléctrico que no genera un impacto energético en el edificio pero sí en la energía primaria. Un DOAS-CAV (volumen de aire constante) alimenta los espacios con el caudal mínimo para ventilación y deshumidificación desacoplada con una serpentina DX.

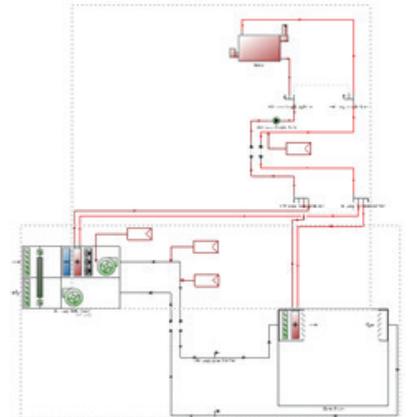


10.3.1.2. Alter 05-1. Un chiller condensado a aire y una caldera a gas alimentan con agua fría y caliente a los **fan-coil de 4 tubos**. Un DOAS-CAV alimenta los espacios con el caudal mínimo para ventilación y deshumidificación desacoplada con una serpentina de agua.

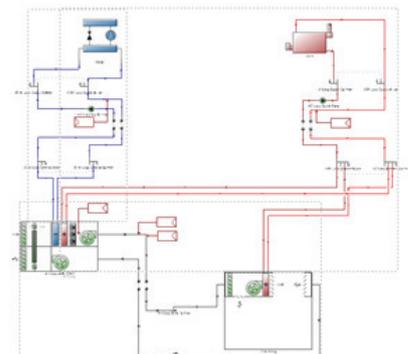
10.3.1.3. Alter 08-1. Un chiller condensado a aire alimenta con agua fría la UTA-VAV. La misma serpentina toma el calor latente y sensible. Una caldera a gas produce el agua caliente para calefacción con una serpentina central dentro de la UTA.



10.3.1.4. Alter 09-1. Una UTA-VAV con serpentina DX de refrigeración (eléctrica) toma el calor latente y sensible junto con una serpentina a agua, conectada a una caldera para la calefacción.



10.3.1.5. Alter 12-1. Una máquina enfriadora de agua condensada a aire y una caldera a gas alimentan con agua fría y caliente una UTA-VAV que alimenta con aire acondicionado las cajas VAV de inducción. La misma serpentina a agua toma el calor sensible y latente.



10.3.2. RESULTADOS DE LA COMPARACIÓN

	Alternativas ID	Mejora DOAS / Alter	Energía Total [kWh]		Calefacción [kWh]			Refrigeración		Ventiladores		Unmet Load
			Primaria	Edificio	% tot	Electricità	Gas	% tot	kWh	%	kWh	
Deshumidificación Desacoplada	DOAS_Rad		389.385	142.945	21%	2	30.399	16%	23.561	4%	6.243	83
	Alter 03-1	35%	597.190	188.566	24%	45.336	0	22%	41.415	6%	10.676	46
	Alter 05-1	39%	642.243	251.459	29%	11	73.992	23%	57.032	10%	25.498	0
ASHRAE Baselines	Bunk105 ASH4	90%	3.838.755	1.212.111	47%	564.241	0	18%	212.223	23%	275.820	3161
	Bunk109 ASH6	62%	1.012.746	360.062	27%	98.720	0	19%	67.853	9%	31.359	12
	Bunk105- ASH8	65%	1.117.088	352.728	36%	127.190	0	20%	69.828	7%	25.449	0
Calentamiento a Gas	Alter 08-1	69%	1.271.434	506.023	31%	14	158.972	39%	195.656	7%	36.053	0
	Alter 09-1	78%	1.730.697	767.941	44%	31	336.713	20%	152.137	5%	36.779	145
	Alter 12-1	70%	1.276.695	461.439	19%	8	88.662	45%	208.794	9%	41.697	0

Aún en esta segunda serie de comparaciones DOAS_Radiante sigue siendo el sistema más eficiente. Los únicos sistemas que se acercan en desempeño a su bajo consumo son los otros sistemas que también realizan un tratamiento desacoplado de la humedad a través de un DOAS y a su vez toman provecho de la tecnología radiante para tomar el calor sensible.

11. CONCLUSIONES - DISCUSIÓN

El desacople del calor latente en la climatización puede ofrecer ahorros energéticos sustanciales, gracias a la minimización del volumen de aire externo hasta aquel necesario exclusivamente para deshumidificar y ventilar para producir una calidad ambiental interior aceptable.

El tratamiento del calor sensible interior para confort con equipamiento radiante puede ofrecer ahorros sustanciales en el costo inicial de la instalación y en el consumo energético operativo, junto con una mayor libertad proyectual arquitectónica por su flexibilidad. Sin embargo, la coordinación de controles puede ser compleja y su comportamiento demasiado sensible a fuertes variaciones de las combinaciones de condiciones a las cuales los mismos deben responder. Requieren, por lo menos, de un personal de mantenimiento más calificado de lo normal que para instalaciones tradicionales.

Las serpentinas a expansión directa parecen tener un mejor desempeño respecto de las serpentinas con agua fría, cuando son utilizadas para tomar tanto calor sensible como latente. Las serpentinas fueron configuradas dentro del software de simulación energética para auto-dimensionarse (autosize) en función de la capacidad que se les requiera. Es decir que no se ha fijado la dimensión original para tratar solamente calor sensible al momento de agregar el requerimiento de tratar calor latente con la intención de comparar los distintos tipos de tecnología sin restringir los resultados del análisis a las particularidades del caso de estudio.

La eficiencia del sistema radiante para tomar calor sensible es notable. Sin embargo, he visto personalmente cómo se ha descartado proyectos radiantes por falta de personal de mantenimiento idóneo; y reemplazado por Split VRF.

Sostengo la posición conservadora y prudente de considerar la ventilación natural directa (sin tratamiento), más un riesgo que una oportunidad; contemplando escenarios futuros con los mismos o peores niveles de contaminación del aire exterior. Sin embargo, estoy a favor de contemplar los beneficios de la convección natural (buoyancy) para el transporte del aire dentro del edificio, cuando sus características geométricas lo favorecen (como por ejemplo, grandes patios centrales cubiertos).

Hubiera sido interesante analizar el comportamiento de un modelo con planta menos profunda y con mayor contacto con el terraplén norte, que parece haber sido la estrategia pasiva más efectiva. Esto es porque los espacios apoyados contra el terraplén norte por medio de un grueso muro en hormigón armado, demostraban una variación de temperatura muy baja. Sin embargo cuando la temperatura no era la deseable para confort, modificar esa temperatura con climatización requería de una energía excesiva. En

el caso del modelo energético equipado con fan-coil terminales, en los espacios apoyados contra el terraplén, el software no alcanzaba la convergencia en su algoritmo para dimensionar el equipo, bloqueando la simulación en un error fatal.

Comparando la modelización de sistemas alternativos, he intentado zonificar de la manera más detallada posible con la intención de permitir en cada zona (con su carga interna+externa particular) alcanzar un mayor confort. El resultado fue que agregando más zonas que las que terminé definiendo, la multiplicación de equipamiento auxiliar de zona (como ventiladores), resultaba en consumos energéticos multiplicados que generaban confusión en la interpretación de los resultados con la intención de comparar las tecnologías termomecánicas.

11.1. PARA INVESTIGACIONES FUTURAS

Algunos aspectos de la investigación fueron excluidos para focalizar sobre el objeto de estudio y para limitar el tiempo en que se extienda el trabajo. Algunos de estos aspectos son:

- Un estudio más profundo y minucioso de la configuración de los controles para los solados radiantes, con el objetivo de acercar lo más posible la temperatura de alimentación de agua al setpoint del espacio.
- La refrigeración desecante con energía solar: *solar-fired solid-desiccant cooling*.
- El uso del agua de la laguna de Venecia o el terraplén norte para intercambio de calor.
- La integración del enfriamiento evaporativo para climatización central respecto de la temperatura interior de punto de rocío con el objetivo de prevenir la condensación.
- Profundizar la investigación sobre el tratamiento de aire exterior para ventilación natural.
- Modelar **Wraparound Heat Pipes**. Son dos serpentinas conectadas entre sí, que no requieren de energía externa. Se colocan una delante de la serpentina de deshumidificación y la otra por detrás. Las conexiones entre sí, parecen abrazar la serpentina de deshumidificación.

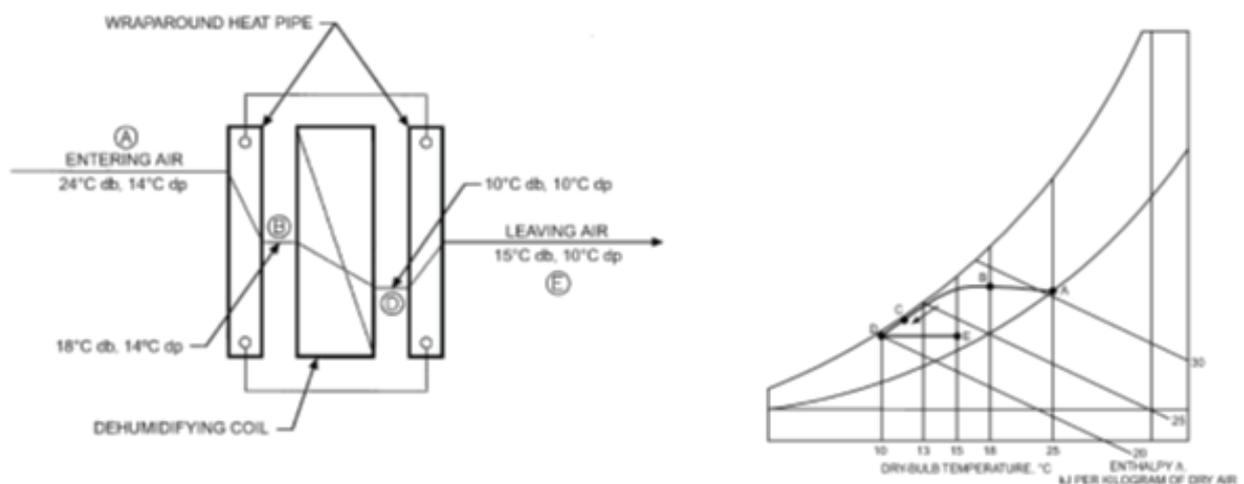


Fig. 54 -**Wraparound Heat Pipe** (Fuente: ASHRAE Handbook 2012 - HVAC Systems and Equipment)

El fluido termoconvector es transportado sin energía externa gracias a la diferencia de temperatura de un lado y del otro de la serpentina de deshumidificación, al mismo tiempo que pasivamente intensifica el efecto deshumidificador. La primera serpentina pasiva absorbe una parte del calor del aire que entra, reduciéndole su temperatura sensible, en manera tal que cuando este aire enfriado llega a la serpentina de deshumidificación la condensación es mayor. Cuando el aire sale de la serpentina de deshumidificación se reencuentra con aquel calor sensible inicial que le había sido quitado, post-calentándose pasivamente.

Globalmente, este enfriamiento sensible gratuito resuta en una disminución del requerimiento al sistema de capacidad sensible que en consecuencia aumenta su capacidad latente y baja su SHR. La contribución del wraparound heat pipe es la distancia **BD**, visto que si no estuviera, el aire saldría de la serpentina a la temperatura **C**.

12. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- i **World Health Organization-2014** <http://www.who.int/mediacentre/news/releases/2014/air-quality/en/>
- ii Arundel, Sterling, Biggin y Sterling. **Indirect Health Effects of Relative Humidity in Indoor Environments** Environmental Health Perspectives. Vol. 65, pp. 351-361, 1986.
- iii Mbithi, Springthorpe, y Sattar. **Effect of Relative Humidity and Air Temperature on Survival of Hepatitis A Virus on Environmental Surfaces**. Department of Microbiology and Immunology, Faculty of Medicine, University of Ottawa, Ontario, Canada. Marzo 1991.
- iv Hanley y Borup, **Aerosol influenza transmission risk contours: A study of humid tropics versus winter temperate zone** Virology Journal 2010, 7:98.
- v Korpi, Pasanen y Pasanen. **Volatile Compounds Originating from Mixed Microbial Cultures on Building Materials under Various Humidity Conditions**. Department of Environmental Sciences, University of Kuopio, 70211 Kuopio, Finland - 1997.
- vi ANSI/ASHRAE **Standard 55-2004. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**.
- vii Fairey, Chandra, Vieira y Kerestecioglu (Florida Solar Energy Center). **Auxiliary cooling loads in passively cooled buildings: an experimental study**. Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Agosto 1984.
- viii Todd (Engineering Sciences, Inc. Memphis, Tennessee). **Energy Conservation experiences with HVAC systems in the high humidity climate, a Case History**. Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Agosto 1984.
- ix Witte y Kosar. **Emerging, Cost-effective applications for desiccant dehumidification in the U.S.** Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Junio 1998.
- x ASHRAE Handbook—**Fundamentals**. 2009.
- xi Krebs (Southern Union Gas Company - Austin Texas). **Fundamental Desiccants**. Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Octubre 1990.
- xii Parsons, Pesaran, Bharatan y Shelpuk (Solar Energy Research Institute). **Improving gas-fired heat pump capacity and performance by adding a desiccant dehumidification subsystem**. Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Octubre 1990.
- xiii McGahey y Harriman. **Desiccants: Benefits for the Second Century of Air-Conditioning**. Improving Buildings in Hot and Humid climates Symposium. Mayo 1996.
- xiv Jeong y Mumma. **Designing a dedicated outdoor air system with ceiling radiant cooling panels**. ASHRAE Journal. Octubre 2006.
- xv Mumma. **Terminal equipment with DOAS: Series vs. Parallel**. ASHRAE Journal. Mayo 2008.
- xvi ASHRAE Handbook—**HVAC Systems and Equipment**. 2012.
- xvii Gatley. **Energy efficient dehumidification technology**. National Institute of Building Sciences. Washington, D.C. 1993.
- xviii ANSI/ASHRAE/IESNA **Standard 90.1-2007. Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**.
- xix ASHRAE/AIA/IESNA/USGBC/USDOE. **Advanced Energy Design Guide for Small to Medium Office Buildings**. Achieving 50% Energy Savings toward a Net Zero Energy Building. 2011.

^{xx} Lawrence Berkeley National Laboratory. **The Encyclopedic Reference to EnergyPlus Input andOutput**. Septiembre 2013

