

UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA



Profesor Patrocinante:

Sr. Juan P. Segovia V.

Informe de Memoria de Título
para optar al título de:

Ingeniero Civil Electrónico

Diseño de estrategias de control para HVAC con
sistemas de inyección basados en volumen de aire
variable (VAV)

UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Eléctrica

Profesor Patrocinante:
Sr. Juan P. Segovia V.

Diseño de estrategias de control para HVAC con sistemas de inyección basados en volumen de aire variable (VAV)

Jorge Alejandro Ávila Morales

Informe de Memoria de Título
para optar al Título de

Ingeniero Civil Electrónico

Diciembre 2017

Resumen

Resulta imposible imaginar cómo serían los sistemas de climatización actuales sin la tecnología que nos rodea. Las necesidades de confort higrotérmico y calidad de aire interno son variables de gran relevancia, particularmente para los edificios inteligentes en donde su funcionamiento suele ser totalmente continuo.

Oficinas, hoteles, aeropuertos, universidades e incluso hospitales dependen de los sistemas HVAC. Sin embargo, es importante recalcar que los sistemas de climatización para edificios lideran gran parte del consumo energético actual. Es por lo anterior que resulta atractivo apostar por nuevas estrategias de control las cuales consideren técnicas de eficiencia energética dentro del control climático.

El presente informe de memoria de título busca implementar un sistema de control para HVAC que sea capaz de controlar el clima de cuatro salas con una sola unidad de tratamiento de aire, aplicado a quirófanos clase C para hospitales de baja complejidad. Para ello, se diseña un conjunto de controladores difusos para sistemas basados en flujo de aire variable que contemplen técnicas de eficiencia energética como el estimador de carga térmica. El estimador permite conocer las condiciones climáticas externas de temperatura y humedad relativa para lograr mantener las condiciones de confort dentro de cada uno de los quirófanos, su uso tiene como objetivo disminuir el consumo de energía a través de las baterías de frío, calor y humectación.

Finalmente, se realiza una simulación en conjunto a la prueba FAT válido para un periodo de tiempo de cinco días (considerando condiciones de verano e invierno), contrastando resultados energéticos para controladores con y sin estimador de carga térmica, logrando una eficiencia energética del 9,96% en verano y un 54,17% en invierno. Cabe destacar que los resultados obtenidos tanto en simulación como en la prueba FAT son prácticamente los mismos.



A mis padres, familia y amigos.

Agradecimientos

Nada hubiese sido posible sin la ayuda de Dios, gracias por entregarme las habilidades necesarias para combatir esta etapa de mi vida, por la perseverancia desarrollada a lo largo de los años, por darme unos padres ejemplares, una familia unida y unos excelentes amigos.

Creo que cada uno es libre de elegir el camino deseado y no existen barreras para no lograrlo, el problema es al inicio cuando el destino no está claro y no recibes el apoyo necesario. Quiero dedicar parte a esas personas que pasaron por dicha situación, a las que les fui útil en algún aspecto de su desarrollo personal, aquellas que les pude entregar parte de mí y lograron seguir adelante.

Desde pequeño a mi parecer nunca presenté grandes habilidades en el área, pero si una gran motivación por aprender y un alto grado de competitividad. Estas cualidades fueron desarrolladas gracias al apoyo incondicional de mis padres, los cuales se encargaron de motivarme día tras día, además de las enseñanzas de mi primo Álvaro Araya Q.E.P.D. las cuales consistían en el sacrificio necesario para lograr las cosas, siendo él un claro ejemplo de superación, me enseñaste por adelantado que estudiar una ingeniería civil no sería fácil y que habría que empezar a aprender desde antes.

Debo agradecer también a mis raíces, todos los profesores de los distintos colegios en donde estudié, especialmente a mi profesor de matemáticas Marcos Mendoza del colegio Villa Acero, más que un profesor, una persona la cual me ayudó en mi proceso de formación, creo que su apoyo fue fundamental para escoger éste camino.

A mi madre, que hizo todo lo posible para que solo me dedicara a estudiar, eso de verdad lo valoro mucho. Desde pequeño me enseñaste a ser un hombre sensible, educado y respetuoso, gracias a ti puedo ver las cosas desde otro punto de vista, una perspectiva enfocada en el amor y los sentimientos. Gracias también por enseñarme a disfrutar de los pequeños momentos y las cosas sencillas de la vida, aprendí a divertirme, sociabilizar, bailar, hablar frente a público, luchar contra la timidez, el pánico escénico y por sobre todo, crecer como persona.

A mi padre, que desde pequeño me despertó la pasión por la electrónica. Siempre me enseñaste a ser cauteloso, estudioso y responsable, nunca dudaste de mis capacidades y siempre que era posible

dedicabas de tu tiempo para enseñarme, incluso cuando viajabas, nunca importó la hora ni el lugar, siempre hallábamos la forma de comunicarnos. Te doy las gracias también por siempre estar ahí, por alentarme y felicitarme, por regalarme libros, por inscribirme en cursos de idiomas, por ponerme en los mejores colegios, etc., te lo agradezco de todo corazón.

Agradezco y dedico también a mi familia, tíos, tías, abuelos y primos, en especial a mi querida abuelita Magdalena Rodríguez Q.E.P.D. y a mi abuelo José Ávila que siempre me aconsejaban respecto a los estudios, a mi padrino Miguel Araya Q.E.P.D. que me enseñó a ser feliz sin la necesidad de poseer cosas materiales, a mi madrina Patricia Ávila y mi prima Claudia por apoyarme y aconsejarme en todo, a mi tía Patricia Morales junto a mi tío David y mis primos Stephanie y Nicolás por preocuparse siempre de mí, a mi tía Mónica Morales y sus padres por compartir su casa con nosotros, a mi tía Rosa también por siempre cuidar de mí desde pequeño junto a mis abuelos Claudina Fuentes y Baldomero Morales, y a mi primo hermano Cristian Morales, uno de mis más cercanos.

Me gustaría hacer también un agradecimiento exclusivo hacia todos mis amigos, compañeros de carrera, gente de celulosa Arauco planta Valdivia, alumnos de ayudantía y personas que aportaron en mi vida, especialmente para Richard Montoya, Fernando Sánchez, Kenny Pincheira, Diego Molina, Sebastián Saldías, Andrew Jiménez, Francisca Larenas, Octavio Cisternas, Fredy Muñoz, Camilo Arriagada, Paula Carrillo y Leandro Monsalve.

Quisiera agradecer adicionalmente a Leandro Monsalve por todo su apoyo, colaboración y por compartir su trabajo previo de sistemas HVAC. Su ayuda fue esencial para el diseño y finalización de mi tesis, te agradezco de todo corazón, te debo una.

Doy gracias también a mi banda favorita por entregarme horas y horas de música en cada una de mis largas noches de estudio, frustraciones y estrés. Escuchar sus canciones fue y será la única forma de lograr concentración y paz necesaria.

Agradezco además a mi profesor guía Juan Pablo Segovia, sin duda uno de los mejores profesores del departamento. Gracias por confiar en mi persona, por motivarme en cada una de sus clases y por sobre todo, por haberme entregado todas las herramientas necesarias para enfrentar al mundo de la ingeniería electrónica.

Tabla de Contenidos

LISTA DE TABLAS	X
LISTA DE FIGURAS	XI
NOMENCLATURA.....	XIV
ABREVIACIONES.....	XVI
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. INTRODUCCIÓN GENERAL.....	1
1.2. TRABAJOS PREVIOS	2
1.2.1 <i>Memorias de Título</i>	2
1.2.2 <i>Libros y Manuales</i>	4
1.2.3 <i>Climatización Mediante VAV, Estimador de Carga Térmica y Control Experto</i>	5
1.2.4 <i>Discusión</i>	9
1.3. HIPÓTESIS DE TRABAJO	11
1.4. OBJETIVOS	11
1.4.1 <i>Objetivo General</i>	11
1.4.2 <i>Objetivos Específicos</i>	11
1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES	11
1.6. TEMARIO Y METODOLOGÍA	12
CAPÍTULO 2. INTRODUCCIÓN AL PROBLEMA DE CALOR, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO (HVAC).....	13
2.1. PRESENTACIÓN Y CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA	13
2.1.1 <i>Tipo de inmueble y sus características</i>	13
2.1.2 <i>Condiciones climáticas externas</i>	20
2.1.3 <i>Unidad de tratamiento de aire</i>	21
2.2. ESQUEMÁTICO CONCEPTUAL DEL PROCESO	24
2.3. DIAGRAMA P&ID	26
CAPÍTULO 3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EDIFICIOS.....	29
3.1. INTRODUCCIÓN	29
3.2. BENEFICIO DEL USO DE LAS CONDICIONES CLIMÁTICAS EXTERNAS.....	29
3.3. SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE (VAV).....	30
3.3.1 <i>Tipos de actuadores</i>	31
3.3.2 <i>Control de presión</i>	33
CAPÍTULO 4. DEFINICIÓN DE MODELOS PARA UNA APLICACIÓN ESPECÍFICA	37
4.1. INTRODUCCIÓN	37
4.1.1 <i>Psicrometría del aire</i>	37
4.1.2 <i>Diagrama psicrométrico</i>	37
4.2. MODELACIÓN DINÁMICA SALA CRÍTICA.....	40
4.2.1 <i>Balance de energía del aire</i>	40
4.2.2 <i>Balance de humedad</i>	41
4.3. MODELACIÓN DINÁMICA CLIMATIZADOR	42
4.3.1 <i>Balance de energía del agua de circulación</i>	42
4.3.2 <i>Balance de energía en la superficie del serpentín</i>	43
4.3.3 <i>Temperatura y humedad de salida de aire en estado seco</i>	44
4.3.4 <i>Temperatura y humedad de salida de aire en estado húmedo</i>	44
4.3.5 <i>Caja mezcladora</i>	45
4.3.6 <i>Recuperador de calor</i>	46
4.3.7 <i>Humidificador por vapor</i>	47
CAPÍTULO 5. CONSTRUCCIÓN E INTEGRACIÓN DE MODELOS	48

5.1.	INTRODUCCIÓN	48
5.2.	MODELOS MATLAB/SIMULINK	48
5.2.1	Zonas a climatizar	48
5.2.2	Unidad manejadora de aire.....	49
5.2.3	Ventilador de impulsión.....	51
5.2.4	Cargas térmicas.....	51
5.2.5	Controlador VAV.....	52
5.2.6	Controlador UTA con y sin estimador de carga.....	52
CAPÍTULO 6. DISEÑOS DE ESTRATEGIAS DE CONTROL CON ELEMENTOS DE EFICIENCIA TÉRMICA		54
6.1.	INTRODUCCIÓN	54
6.2.	DEFINICIÓN DE CONTROL EXPERTO.....	54
6.2.1	Interfase Difusificadora.....	54
6.2.2	Base de Conocimiento	54
6.2.3	Lógica de toma de Decisión.....	55
6.2.4	Interfase Desdifusificadora.....	55
6.3.	CONTROL EXPERTO SIN ESTIMADOR DE CARGA TÉRMICA.....	56
6.3.1	Fusificación	56
6.3.2	Motor de inferencia y Conjunto de Reglas	57
6.3.3	Desfusificación	58
6.4.	CONTROL EXPERTO CON ESTIMADOR DE CARGA TÉRMICA	59
6.4.1	Estimación Calor Sensible.....	60
6.4.2	Estimación Calor Latente	61
6.4.3	Cálculo de Set Points Variables	62
6.4.4	Fusificación	65
6.4.5	Motor de Inferencia y Conjunto de Reglas	66
6.4.6	Desfusificación	69
6.5.	CONTROL EXPERTO PARA SISTEMA DE INYECCIÓN DE VAV	69
6.5.1	Fusificación	70
6.5.2	Motor de Inferencia y Conjunto de Reglas	70
6.5.3	Desfusificación	72
6.6.	SELECTOR DE CLIMA CRÍTICO PARA CONTROL DE ZONAS PARALELAS	72
CAPÍTULO 7. DISEÑO DE INTERFAZ HMI.....		74
7.1.	INTRODUCCIÓN	74
7.2.	DISEÑO DE PANTALLAS	74
CAPÍTULO 8. RESULTADOS		78
8.1.	INTRODUCCIÓN	78
8.2.	CONTROL DE CUATRO ZONAS CRÍTICAS, VERANO	78
8.2.1	Con estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa	78
8.2.2	Con estimador de carga térmica y perturbación tipo escalón.....	81
8.2.3	Sin estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa	84
8.2.4	Comparación del consumo energético para carga térmica tipo rampa	86
8.3.	CONTROL DE CUATRO ZONAS CRÍTICAS, INVIERNO	89
8.3.1	Con estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa	89
8.3.2	Con estimador de carga térmica y perturbación tipo escalón.....	92
8.3.3	Sin estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa	94
8.3.4	Comparación del consumo energético para carga térmica tipo rampa	96
8.4.	COMPARACIÓN EFICIENCIA ENERGÉTICA VERANO E INVIERNO	98
8.5.	PRUEBAS FAT	99
8.6.	CONDICIONES DE VERANO	99
8.7.	CONDICIONES DE INVIERNO	100
CAPÍTULO 9. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....		102
9.1.	SUMARIO	102

9.2.	CONCLUSIONES	104
9.3.	TRABAJO FUTURO	106
BIBLIOGRAFÍA.....		107
ANEXO A. EQUIPAMIENTO PARA IMPLEMENTACIÓN		112
A.1.	UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE	112
A.2.	CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE	114
A.3.	PANELVIEW	115
ANEXO B. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO, ELEMENTOS DE EFICIENCIA TÉRMICA E HISTORIA HVAC.....		116
B.1.	DIAGRAMA PSICROMÉTRICO REAL	116
B.2.	DEFINICIÓN HVAC.....	117
B.3.	HISTORIA HVAC	117
B.4.	CONFORT HIGROTÉRMICO	119
B.5.	TRANSFERENCIA DE CALOR POR EVAPORACIÓN	119
B.6.	CALEFACCIÓN.....	120
B.7.	VENTILACIÓN	121
B.8.	VENTILACIÓN NATURAL	121
B.9.	VENTILACIÓN FORZADA.....	122
B.10.	AIRE ACONDICIONADO.....	122
B.11.	CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN	123
B.12.	CHILLER.....	124
B.13.	TORRES DE ENFRIAMIENTO	124
B.14.	CONTAMINANTES INDUSTRIALES	125
B.15.	LEGISLACIÓN AMBIENTAL.....	128
B.16.	FILTRACIÓN EN AIRE ACONDICIONADO	129
B.17.	EFICIENCIA TÉRMICA	132
ANEXO C. CÓDIGOS		139
C.1.	CONTROLADOR MULTIVARIABLE CON ESTIMADOR DE CARGA TÉRMICA	139
C.2.	CONTROLADOR SISTEMA VAV	141



Lista de Tablas

Tabla 2.1 Características espaciales de los cuatro quirófanos.	14
Tabla 2.2 Tipos de quirófanos y clasificación del mismo según normas UNE.	14
Tabla 2.3 Tabla comparativa de quirófanos según norma ASHRAE.	15
Tabla 2.4 Cálculo de cargas latentes dentro de un quirófano.	17
Tabla 2.5 Condiciones termo-higrotérmicas dentro de un hospital.	19
Tabla 2.6 Resumen criterios de diseño para la simulación.	19
Tabla 2.7 Nivel de presión sonora en un hospital.	20
Tabla 2.8 Clase de filtros y su localización.	23
Tabla 2.9 Resumen simbología diagrama P&ID.	28
Tabla 3.1 Variables de flujo del equivalente circuital estilo divisor de corriente sin control de presión.	34
Tabla 3.2 Variables de flujo del equivalente circuital estilo divisor de corriente con control de presión.	35
Tabla 6.1 16 reglas del controlador difuso sin estimador de carga térmica.	57
Tabla 6.2 Primeras 32 reglas del controlador difuso con estimador de carga térmica.	66
Tabla 6.3 Segundas 32 reglas del controlador difuso con estimador de carga térmica.	67
Tabla 6.4 Reglas del controlador difuso SISO para sistemas de inyección de VAV.	71
Tabla 6.5 Criterios del selector de clima crítico.	73
Tabla 8.1 Resumen comparativo de energía intercambiada, verano.	88
Tabla 8.2 Resumen comparativo de energía intercambiada, invierno.	98
Tabla 8.3 Energía total transferida y reducción de consumo obtenido.	98



Lista de Figuras

Fig. 2.1 Plano de hospital ficticio con 4 quirófanos clase C.	13
Fig. 2.2 Cargas térmicas dentro de los quirófanos tipo escalón.	18
Fig. 2.3 Cargas térmicas dentro de los quirófanos tipo rampa.	18
Fig. 2.4 Condiciones climáticas externas año 2008.	20
Fig. 2.5 Unidad de tratamiento de aire con caja de mezcla.	21
Fig. 2.6 Unidad de tratamiento de aire con intercambiador de calor.	22
Fig. 2.7 Esquemático conceptual del proceso.	25
Fig. 2.8 Diagrama P&ID del proceso.	27
Fig. 3.1 Ejemplo conceptual de diferencias de consumo energético con y sin estimador de carga. ...	30
Fig. 3.2 Distribución de aire en un sistema VAV.	31
Fig. 3.3 Identificación de partes de una caja VAV unidireccional, esquema sin control de presión.	32
Fig. 3.4 Identificación de partes de una caja VAV unidireccional real con control de presión.	32
Fig. 3.5 Ejemplo de climatización mediante sistema VAV sin control de presión.	33
Fig. 3.6 Equivalente circuital de control VAV sin control de presión.	33
Fig. 3.7 Ejemplo de climatización con sistema VAV con control de presión y recuperador de calor.	34
Fig. 3.8 Ejemplo de climatización con sistema VAV con control de presión y caja mezcladora.	34
Fig. 3.9 Esquema de climatización mediante sistema VAV con control de presión independiente. .	35
Fig. 3.10 Difusores de aire para climatización de edificios.	36
Fig. 4.1 Diagrama psicrométrico conceptual.	38
Fig. 5.1 Modelo Simulink – representación de zona a climatizar.	48
Fig. 5.2 Modelo Simulink – Unidad manejadora de aire.	49
Fig. 5.3 Modelo Simulink – caja mezcladora & recuperador de calor.	50
Fig. 5.4 Modelo Simulink – ventilador de impulsión.	51
Fig. 5.5 Modelo Simulink – cargas térmicas.	51
Fig. 5.6 Modelo Simulink – controlador VAV SISO con tiempo programado.	52
Fig. 5.7 Modelo Simulink – controlador UTA MIMO con y sin estimador de carga térmica.	53
Fig. 6.1 Estructura básica de un controlador lógico difuso.	55
Fig. 6.2 Centro de gravedad para la desdifusificación.	55
Fig. 6.3 Fusificación del error y delta error de temperatura.	56
Fig. 6.4 Fusificación del error y delta error de humedad relativa.	56
Fig. 6.5 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto sin estimador de carga térmica.	58
Fig. 6.6 Ejemplo caso 8 para accionar de controlador experto sin estimador de carga térmica.	58
Fig. 6.7 Desfusificación tipo singleton de 3 variables.	59
Fig. 6.8 Función de pertenencia para humedad relativa exterior.	65
Fig. 6.9 Función de pertenencia para temperatura exterior.	65
Fig. 6.10 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto con estimador de carga térmica.	68
Fig. 6.11 Desfusificación tipo singleton de 5 variables.	69
Fig. 6.12 Función de membresía para el error de temperatura en controlador difuso para sistemas de inyección de VAV.	70
Fig. 6.13 Método gráfico de la toma de decisiones del controlador experto asociado al sistema VAV.	71
Fig. 6.14 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto sistema VAV.	71
Fig. 6.15 Descripción gráfica de selector de área crítica.	72
Fig. 7.1 Interfaz gráfica, menú de acceso & vista planta.	74

Fig. 7.2 Interfaz gráfica, diagrama P&ID & enclavamientos.....	75
Fig. 7.3 Interfaz gráfica, sistema de control UTA & VAV.....	75
Fig. 7.4 Interfaz gráfica, sintonización de lazos de control.....	76
Fig. 7.5 Interfaz gráfica, tendencias.....	76
Fig. 7.6 Interfaz gráfica, monitoreo de variables y tiempos de ejecución.....	77
Fig. 8.1 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo rampa y condiciones de verano.....	79
Fig. 8.2 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo rampa y en condiciones de verano.....	79
Fig. 8.3 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo rampa, condiciones de verano.....	80
Fig. 8.4 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo rampa y condiciones de verano.....	81
Fig. 8.5 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo escalón y condiciones de verano.....	82
Fig. 8.6 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo escalón y en condiciones de verano.....	83
Fig. 8.7 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo escalón, condiciones de verano.....	83
Fig. 8.8 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo escalón y condiciones de verano.....	84
Fig. 8.9 Control climático de cuatro quirófanos sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de verano.....	85
Fig. 8.10 Control climático de quirófano N°1, sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de verano.....	85
Fig. 8.11 Diferencia de consumos en sistema HVAC con y sin estimador de carga térmica, carga tipo rampa y condiciones de verano.....	87
Fig. 8.12 Potencia intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de verano.....	87
Fig. 8.13 Energía total intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de verano.....	88
Fig. 8.14 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo rampa y condiciones de invierno.....	89
Fig. 8.15 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo rampa y en condiciones de invierno.....	90
Fig. 8.16 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo rampa, condiciones de invierno.....	91
Fig. 8.17 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo rampa y condiciones de invierno.....	91
Fig. 8.18 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo escalón y condiciones de invierno.....	92
Fig. 8.19 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo escalón y en condiciones de invierno.....	93
Fig. 8.20 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo escalón, condiciones de invierno....	93
Fig. 8.21 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo escalón y condiciones de invierno.....	94
Fig. 8.22 Control climático de cuatro quirófanos sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de invierno.....	95
Fig. 8.23 Control climático de quirófano N°1, sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de invierno.....	95

Fig. 8.24 Diferencia de consumos en sistema HVAC con y sin estimador de carga térmica, carga tipo rampa y condiciones de invierno.	96
Fig. 8.25 Potencia intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de invierno.	97
Fig. 8.26 Energía total intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de invierno.	97
Fig. 8.27 Prueba FAT, control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de verano.	99
Fig. 8.28 Prueba FAT, control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de verano.	100
Fig. 8.29 Prueba FAT, control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de invierno.	100
Fig. 8.30 Prueba FAT, control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de invierno.	101
Fig. 8.31 Implementación de estrategia de control en RSLogix5000.	101



Nomenclatura

Constantes

A_{mi}	: área del muro i-esimo.
A_m	: área del muro.
cp	: calor específico del aire.
cm	: calor específico del muro.
c_v	: calor específico del vapor.
c_w	: capacidad específica del agua.
c_s	: calor específico global del serpentín.
e	: espesor del muro.
k_m	: coeficiente de conducción.
M_m	: masa del muro.
m_s	: masa total del serpentín.
m_w	: masa total de agua en el serpentín.
R_w	: resistencia a la transferencia de calor del lado agua.
R_a	: resistencia a la transferencia de calor del lado aire en estado seco.
$R_{a'}$: resistencia a la transferencia de calor del lado aire en estado húmedo.
T_0	: tiempo de muestreo.
ε_a	: eficiencia en la transferencia de calor del lado aire en estado seco.
$\varepsilon_{a'}$: eficiencia en la transferencia de calor del lado aire en estado húmedo.
ε_{a^*}	: eficiencia en la transferencia de calor del lado aire por entalpías en estado húmedo.
ρ_{sala}	: densidad del aire en la sala a climatizar.

Variables

ACH	: renovaciones por hora del aire.
$f(x, y)$: obtención de parámetro psicrométrico en función de x e y a presión constante.
h_{sat}	: entalpía del aire saturado.
h_{a0}	: entalpía del aire de entrada.
h_m	: coeficiente de transferencia de calor convectiva del muro.
h_{mi}	: coeficiente de transferencia de calor convectiva del muro i-ésimo.
M_{sala}	: masa de aire en la sala.
\dot{m}_{HVAC}	: masa de aire de impulsión.
\dot{M}_G	: ganancia dada por las personas en la respiración y evaporación.
met	: tasa de actividad metabólica.
\dot{m}_w	: flujo másico de agua.
\dot{m}_v	: masa de vapor.
\dot{m}_{inf}	: masa de aire de infiltración.
\dot{Q}_m	: calor generado por los muros de la sala.
\dot{Q}_{HVAC}	: calor generado por el climatizador.
\dot{Q}_g	: calor generado por equipos y personas.
\dot{Q}_{inf}	: calor generado por infiltraciones de aire.
T_{sala}	: temperatura en la sala.
T_m	: temperatura del muro.

T_{mi}	: temperatura del muro i-ésimo.
T_{HVAC}	: temperatura aire de impulsión.
T_{inf}	: temperatura aire de infiltración.
T_{amb}	: temperatura ambiente.
T_w	: temperatura del agua.
T_{w0}	: temperatura del agua de entrada.
T_s	: temperatura global del serpentín en estado seco.
$T_{s'}$: temperatura global del serpentín en estado húmedo.
T_a	: temperatura del aire.
T_{a0}	: temperatura del aire de salida.
T_v	: temperatura de vapor.
V_{sala}	: volumen de aire de la sala.
\dot{v}_{ent_sala}	: volumen de aire variable en la entrada a la sala.
\dot{v}_{HVAC}	: volumen del aire de impulsión.
\dot{v}_{inf}	: volumen del aire de infiltración.
W_{sala}	: humedad específica del aire de la sala.
W_{HVAC}	: humedad específica del aire de impulsión.
W_{inf}	: humedad específica del aire infiltrado.
W_{ext}	: humedad específica del aire exterior.
W_a	: humedad específica del aire.
W_{a0}	: humedad específica del aire de entrada.
W_{sat}	: humedad específica de saturación.

Subíndices

<i>a</i>	: aire.
<i>da</i>	: aire seco.
<i>dry</i>	: seco.
<i>ext</i>	: exterior.
<i>fin</i>	: aletas del intercambiador.
<i>G</i>	: ganancia.
<i>HVAC</i>	: sistema HVAC.
<i>inf</i>	: infiltración.
<i>mi</i>	: muro i-ésimo.
<i>s</i>	: impulsión.
<i>serp</i>	: serpentín.
<i>sat</i>	: saturación.
<i>v</i>	: vapor.
<i>w</i>	: agua.
<i>wet</i>	: húmedo.
<i>z</i>	: zona.



Abreviaciones

ACH	: cambios de aire por hora.
AChEE	: agencia chilena de eficiencia energética.
ASHRAE	: asociación americana de ingenieros en calefacción y refrigeración.
CM	: comodidad higrotérmica.
FLC	: controlador lógico programable (fuzzy logic controller).
FAT	: factory acceptance test.
HEPA	: filtro absoluto de alta eficiencia (high efficiency particulate air).
HMI	: interfaz hombre-máquina (human-machine interface).
HVAC	: calefacción, ventilación y aire acondicionado (heating, ventilating and air conditioning).
MIMO	: multiples entradas, multiples salidas (multi input, multi output).
OPC	: (ole process control).
PLC	: controlador lógico programable.
SISO	: single input, single output.
T&HR	: temperatura y humedad relativa.
UTA	: unidad de tratamiento de aire.
UMA	: unidad manejadora de aire.
UNE	: una norma española.
VAV	: volumen de aire variable.
VDF	: variador de frecuencia.



Capítulo 1. Introducción

1.1. Introducción General

Quizás uno de los retos más importante de hoy en día en la ingeniería y/o en otras disciplinas de la tecnología sea el cambio climático y sus consecuencias adversas. Un claro ejemplo es el sector de la construcción, donde los edificios inteligentes añaden nuevas exigencias a medida que progresa la tecnología. Éstos inmuebles apuntan a mejorar el confort higrotérmico en función de su eficiencia energética asociada a los equipos de climatización, además de disminuir el consumo eléctrico general. Es por dicha razón que la mayoría de los edificios son construidos con materiales térmicamente aislantes y por sobre todo naturales, logrando así aminorar el impacto ambiental y los gastos de climatización asociados. [13].

Para la reducción del consumo energético es fundamental simular el edificio en su comportamiento energético. Por otro lado, buscar diseños arquitectónicos en la concepción del edificio resulta imprescindible para lograr el objetivo de eficiencia energética. Trabajar con una estrategia de control más sofisticada, como lo es el sistema de control experto con inclusión de estimador de carga e inyección de flujo de aire variable (VAV), puede garantizar un bajo consumo energético a largo plazo, evitando la necesidad de aplicar numerosos equipos de climatización o unidades de tratamiento de aire (UTA) [15].

El presente trabajo se enfoca en simular “energéticamente” un hospital de baja complejidad habilitado de cuatro salas críticas (quirófanos clase C) las cuales serán climatizadas por una sola unidad de tratamiento de aire. Se proponen diversas herramientas de control como el selector de clima crítico y el estimador de carga térmica, además del sistema de inyección de flujo de aire variable para la climatización de múltiples zonas.

Los edificios con alta eficiencia energética son una necesidad global. Si bien los sistemas HVAC (heating, ventilating and air conditioning) son una especialidad de la ingeniería mecánica, los diseños de las estrategias de control que contemplen un alto grado de eficiencia energética para el uso de climatizadores deberán ser proporcionados por un especialista en automatización.

1.2. Trabajos Previos

1.2.1 Memorias de Título

- ♣ Víctor E. Melo, “*Metodología de Diseño de un Sistema de Control Experto para la Climatización de Quirófanos*” Memoria de Título, Ingeniero Civil Biomédico, Abril 2012, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. [1].

En [1] se presenta el diseño de un sistema de control experto para un sistema HVAC destinado a la climatización de salas de quirófanos. El desarrollo de este controlador considera las características del sistema total, tanto de la zona a acondicionar como el equipamiento encargado de la climatización. El conjunto de características hacen de este, un sistema multivariable no lineal, con una estrecha relación entre las variables controladas, temperatura y humedad relativa, se introduce además algunos conceptos asociados con las instalaciones térmicas y teoría esencial para el entendimiento general del sistema, lo anterior se considera clave para una mayor comprensión del problema a atacar. Cabe destacar que la estrategia de control no está enfocada a la eficiencia térmica.

- ♣ Carlos A. Mansilla, “*Estudio Comparativo de Unidades de Tratamiento de Aire para Quirófanos con Mezcla Versus Intercambiador de Calor Sujeto a Control Experto*” Memoria de Título, Ingeniero Civil Electrónico, Abril 2014, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. [2].

En [2] se hace énfasis fundamentalmente a la comparación entre una unidad de tratamiento de aire con caja mezcladora, versus una unidad con intercambiador de calor. Se realiza además, un controlador experto con predicción de carga térmica, con el cual se busca obtener una menor cantidad de energía traspasada desde las baterías de frío, calor y vapor, hacia el aire entrante a la unidad de tratamiento. Resulta importante destacar el estudio de predicción de cargas térmicas debido a la eficiencia energética, su extensión a casos generales como lo son los edificios inteligentes convierte esto en una estrategia bastante llamativa de implementar.

- ♣ Leandro F. Monsalve, “*Implementación de Estimador de Carga Térmica en Unidad Manejadora de Aire*” Memoria de Título, Ingeniero Civil Electrónico, Enero de 2017, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. [3].

En este trabajo [3] se presenta el diseño de un sistema de control experto con estimador de carga térmica para ahorro energético en climatizadores utilizados en recintos hospitalarios, cuyo objetivo es disminuir el uso de los actuadores de frío, calor y humedad, lo cual se ve reflejado en una disminución de la energía utilizada. Para lo anterior, se debe iniciar una investigación de los aspectos claves de un sistema de climatización y de eficiencia energética; además de estándares nacionales e internacionales de diseño y operación de climatizadores en recintos hospitalarios; también se realiza la modelación dinámica de la zona a climatizar y de los elementos que componen una unidad manejadora de aire, para simulación y prueba del sistema de control. Posteriormente, se diseña el controlador experto, desarrollando un conjunto de 64 reglas la cual se complementa con el estimador de carga térmica para lograr eficiencia energética. La estimación permite saber las condiciones de temperatura y humedad relativa necesaria en el ambiente para lograr mantener las condiciones en el quirófano y de esta manera disminuir el consumo energético global.

- ♣ Zheng Xiaoqing, “*Self-Tuning Fuzzy Controller for Air-Conditioning Systems*” Thesis for the Degree of Master of Engineering, 2002, Department of Mechanical Engineering, National University of Singapore. [4].

Esta investigación [4] tiene como objetivo lograr un método más eficaz para controlar simultáneamente las variables de temperatura y humedad relativa en los sistemas de aire acondicionado. El trabajo consiste básicamente en un controlador difuso el cual es definido como dos subcontroladores independientes, uno para temperatura difusa y otro para humedad relativa difusa. Se muestran experimentos en donde el controlador diseñado fue capaz de rastrear los puntos de ajuste, demostrando además la capacidad favorable de rechazo a todo tipo de perturbaciones. Por otro lado, se hace uso de redes neuronales para resolver el problema de sintonización del controlador difuso utilizando referencias de entrenamiento. Este emulador puede predecir con exactitud la respuesta del sistema de aire acondicionado después del entrenamiento apropiado.

1.2.2 Libros y Manuales

- ♣ ASHRAE “*Handbook-Fundamentals*”. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009. [5].

En el manual se encuentran los fundamentos, definiciones, inclusive ecuaciones que gobiernan los sistemas de ventilación y aire acondicionado. Estos fundamentos incluyen psicrometría, termodinámica de fluidos, ciclos de refrigeración, transferencia de calor, fundamentos de control, sonidos y vibraciones en sistemas HVAC. Este manual abarca principios y datos básicos utilizados en la industria de HVAC & R. Actualizado con la investigación patrocinada por la ASHRAE y otros, este volumen incluye 39 capítulos que cubren la información de ingeniería en general, los materiales básicos, datos climáticos, cálculos de carga y la energía, diseño de ductos y tuberías, diseño de un HVAC, además de tablas de referencia de abreviaturas y símbolos, así como propiedades físicas de los materiales.



- ♣ P. Ubilla, *Ingeniería en Ventilación y Filtración de Aire*, 3era ed. Santiago, Chile: Aqualogy, 2014. [6].

Libro [6] enfocado a la ventilación y filtración de aire tanto para procesos industriales como para ambientes específicos, cuenta con temas tales como: contaminantes industriales, legislación ambiental (incluyendo a Chile como uno de los países principales), métodos de recolección de partículas, filtros de tela, precipitadores electroestáticos, Scrubbers, sistema FGD (Flue Gas Desulfuration), olores, conceptos, importancia, mejores tecnologías disponibles, diseño de ventiladores, presurización de salas eléctricas en faenas mineras, filtración de aire acondicionado y control de procesos industriales e instrumentales.

- ♣ J. Caton, *MEEN 421 Thermal Fluid Analysis and Design*, 4th edition. Texas, USA: McGrawHill, 2001. [7].

Libro [7] complementario de curso online realizado por la universidad de Texas, Estados Unidos, el año 2001. Este curso entrega información teórica/práctica, ejercicios y modelos matemáticos de las propiedades del aire seco y atmosférico, humedad específica y relativa,

temperatura de punto de rocío, temperaturas de saturación adiabática y bulbo húmedo, transferencia de calor, entre otros. Incluye además las ecuaciones que describen el comportamiento de una unidad de tratamiento de aire, siendo esta información valiosa para presente trabajo. Cabe destacar que la mayoría de los modelos fueron obtenidos de éste ejemplar.

1.2.3 Climatización Mediante VAV, Estimador de Carga Térmica y Control Experto

- ♣ S. Soyguder, M. Karakose, and H. Alli. “Design and Simulation of Self-Tuning PID-Type Fuzzy Adaptive Control for an Expert HVAC System,” *Expert Systems with Applications*, vol. 36, pp. 4566-4573, Apr. 2009. [8].

El presente artículo [8] explica la modelación, simulación y control de un sistema HVAC que contiene dos zonas en paralelo distintas entre sí (una con aislante térmico, evitando infiltraciones), ambas con cargas térmicas y listas para climatizar. El control es realizado mediante volumen de aire variable a través de dampers, un sistema enfriador y un algoritmo PID supervisado mediante un control difuso. Los submodelos se obtuvieron de las ecuaciones de transferencia de calor proporcionado por las leyes de la termodinámica. Todos los modelos del sistema HVAC se generaron utilizando Matlab & Simulink. El trabajo muestra cómo cambian los distintos parámetros del controlador PID ante distintas perturbaciones en la construcción de la zona, además se presenta una comparación entre tres controladores, el PID Fuzzy adaptativo, Fuzzy-PD y el clásico PID, siendo el primero el método más eficiente. Cabe destacar que la técnica de VAV no contempla control de presión estática ni control de humedad, solo temperatura, restringiendo incluso las renovaciones de aire.

- ♣ L. Xing, S. Yang, and Q. Lu. “Self-Tuning Fuzzy PID Controller for Temperature Control in Variable Air Volume Air Conditioning Systems,” *International Conference on Information and Automation*. Qingdao, China. 20-23 Jun. 2010. [9].

El presente trabajo [9] muestra la comparación entre dos estrategias de control realizadas para el control de temperatura de una sala en la que deben considerarse perturbaciones y no linealidades. El primer método corresponde al PID clásico, mientras que el segundo corresponde al PID difuso. El

control está netamente relacionado a la estrategia de VAV mediante dampers, siendo el segundo método el más eficiente. Cabe destacar que los resultados obtenidos muestran que el controlador propuesto no sólo es robusto, sino que también ofrece excelentes características dinámicas y de estado estacionario en comparación a los controladores tradicionales.

- ♣ S. Hu, and Q. Ding. “Dynamic Model of Air Handling Units and Effect of Different Influential Factors,” International Conference on Information and Automation. Ningbo, China. 1-3 Aug. 2016. [10].

El presente artículo [10] muestra un modelo dinámico de una unidad de tratamiento de aire, el cual consiste en una batería de frío, calor y humidificador. Se realizan simulaciones en Matlab contemplando estrategias como variación de caudal másico en las válvulas de agua, variación de velocidad de aire fresco de entrada y la velocidad del aire de retorno. Los resultados muestran que el control de caudal másico tiene mayor efecto que la variación de velocidad de aire fresco y de retorno. El objetivo del trabajo es descubrir en un futuro nuevas técnicas de ahorro energético, logrando así reducir el uso de los actuadores en las unidades de tratamiento de aire.

- ♣ B. Arguello, and M. Vélez. “*Design of a Nonlinear HVAC Control System with Thermal Load Estimation*,” Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications, Sept. 1995. [11].

Este artículo [11] presenta el diseño de un controlador con rechazo a las perturbaciones no lineales para un sistema HVAC mediante estimación de carga térmica. La predicción de las cargas en línea permite al controlador mantener la temperatura y humedad requerida independiente de las perturbaciones que afectan al espacio térmico sin necesidad de hacer grandes esfuerzos energéticos para regular el control. Los resultados gráficos de la simulación se utilizan para demostrar el gran potencial de esta técnica, en donde el ahorro de energía es notable a simple vista, cumpliendo así el objetivo de eficiencia energética.

- ♣ Y. Yamakawa, T. Yamazaki, K. Kamimura, and S. Kurosu. “Compensation of Manual Reset to Offset Thermal Loads Change for Air-Conditioning System,” SICE annual Conference. Tokyo, Japan. 20-22 Aug. 2008. [12].

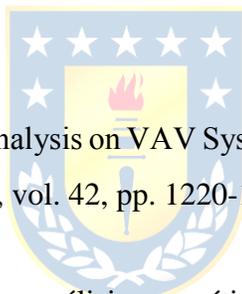
El presente artículo [12] presenta la estrategia “PD con Manual Reset” para controlar sistemas de aire acondicionado (derivado del PID clásico). El objetivo es adaptar el control del actuador agregando un offset, evitando así oscilaciones y/o errores en estado estacionario ante variaciones de carga térmica. Este trabajo tiene como misión introducir la estrategia de compensación “Manual Reset” en los sistemas de aire acondicionado para poder contrastar con la estrategia PI tradicional. Los resultados de simulación obtenidos sirven para demostrar que el control PD basado en el método de compensación conduce a un funcionamiento más estable en comparación con el control PI tradicional. Cabe destacar que la técnica utilizada es ideal solo para control de procesos lentos, como lo es la temperatura.

- ♣ P. Radecki, and B. Hency. “Online Model Estimation for Predictive Thermal Control of Buildings,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 25, pp. 1414-1422, Aug. 2016. [13].

Este informe [13] propone un método general y escalable para el aprendizaje de los modelos térmicos orientados al control de edificios por medio de filtros UKF. Se menciona que los modelos térmicos actuales requieren de una constante identificación de parámetros en línea para poder otorgar una buena representación del sistema, es por ello que se propone el nuevo enfoque de caja negra utilizando el filtro UKF basado en una red térmica multizona, estrategia la cual es validada con datos de simulación de EnergyPlus. Por otro lado, se muestra que el filtro aprende rápidamente los parámetros de una red térmica durante periodos de tiempo conocidos, identificando incluso las cargas térmicas desconocidas produciendo predicciones de energía por más de 24 horas. El objetivo de esta investigación está enfocado principalmente a la eficiencia energética, lo anterior debido a que los sistemas de control predictivo han demostrado un ahorro de energía significativo según estudios recientes de sistemas HVAC.

- ♣ N. Alibabaei, A. Fung, K. Raahemifar, and A. Moghimi. “Effects of Intelligent Strategy Planning Models on Residential HVAC System Energy Demand and Cost During the Heating and Cooling Seasons,” *Applied Energy*, vol. 185, pp. 29-43, Jan. 2017. [14].

Este estudio [14] explica como las casas y edificios residenciales pueden ofrecer excelentes oportunidades para gestionar su demanda interna de energía y, posteriormente, reducir sus costos asociados. Lo anterior es implementado mediante el desarrollo de tres modelos diferentes de planificación de estrategias (SPM) los cuales incluyen el Smart Dual Switching System (SDFSS), Load Shifting (LSH) y la LSHSDFSS, una combinación de ambos. Los resultados de simulación muestran que en temporada de calefacción, los costos de operación del sistema HVAC disminuyen significativamente (23,8%) al implementar el SDFSS-SPM mientras que para el caso de LSHSDFSS-SPM la reducción de costos del sistema disminuye solo un 15,8%. Por otro lado, se muestra como el LSH-SPM logra reducir los costos operativos del sistema HVAC en un 6,63% para temporada de enfriamiento.



- ♣ Y. Yao, and L. Wang. “Energy Analysis on VAV System with Different Air-Side Economizers in China,” *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 1220-1230, Aug. 2010. [15].

El presente trabajo [15] muestra un análisis energético a través de resultados de simulación en donde se indica que los economizadores de aire más populares de los sistemas VAV logran una mayor relación de ahorro en energía en el sur de China, que típicamente tiene climas cálidos y húmedos que los aplicados en el norte de China, caracterizados por condiciones climáticas frías y secas. Por otro lado, se demuestra que el esquema basado en entalpía (HEC) es mucho más eficiente energéticamente que el basado en temperatura (TEC) bajo las condiciones climáticas cálidas y húmedas, pero no necesariamente mejor que el TEC bajo climas secos. Posteriormente, se indica como el aumento del punto de referencia de temperatura del aire interior es beneficioso para mejorar aún más el rendimiento de ahorro de energía de ambos economizadores de aire.

1.2.4 Discusión

A partir de la bibliografía revisada, se observa como el control experto gana protagonismo gracias a su versatilidad, principalmente por el hecho de poder ser aplicado a casi cualquier tipo de problema en diversas ramas de la ingeniería, en especial al control climático de edificios según la información obtenida en [1], [2], [3] y [4], siendo esta una especialidad de la ingeniería mecánica. Una de las principales ventajas que presenta este tipo de controlador es que no necesita un análisis matemático previo del proceso, el solo hecho de que pueda programarse una base de datos con una serie de reglas para cada uno de los casos hace controlable hasta el más complejo de los procesos, la única desventaja es que este entrenamiento dependerá básicamente del operador experto en el tema. De no ser así, existen variadas estrategias las cuales entregan un conjunto de reglas de carácter universal la cual puede adaptarse a casi cualquier tipo de problema, estas actúan en función del error y delta error de las variables del proceso.

Por otro lado, se realiza un estudio teórico conceptual de los procesos HVAC los cuales presentan todas las herramientas necesarias para el entendimiento del problema [5], [6] y [7], entregando conocimientos en áreas como la psicrometría del aire, la modelación de unidades de tratamiento de aire, la modelación energética de edificios, la legislación ambiental en Chile, los métodos de recolección de partículas, los sistemas VAV, estimadores de carga térmica, entre otros.

Posteriormente, se realiza un análisis dedicado a la climatización de edificios mediante sistemas VAV [8] y [9], en donde se puede observar las diferencias entre los distintos tipos de controladores para la posición del dámper, entre las cuales se destacan el clásico PID, Fuzzy PD y PID Fuzzy adaptativo. Sin embargo, también están presente las técnicas alternativas de control como la variación de caudal másico en las válvulas de agua y el uso de variadores de frecuencia para el cambio de velocidad de aire fresco de entrada y cambio de velocidad de aire viciado de retorno [10].

Definido lo anterior, se da paso al estudio de estimadores de carga los cuales se encargan de contribuir a la eficiencia energética del sistema HVAC, evitando el uso de actuadores dentro de la unidad manejadora de aire [3] y [11].

Luego, se presenta una estrategia de control más básica como el PD con manual reset el cual consiste en un control proporcional derivativo con la función de corregir manualmente el offset, ideal para procesos lentos como la temperatura [12] y el control mediante filtros UKF el cual consiste en una técnica de autoaprendizaje por medio de identificación de parámetros [13] siendo esta obviamente mucho más compleja, la idea es comparar ambas estrategias e inferir si un controlador muy complejo es realmente implementable o puede ser reemplazado por una serie de controladores más simples.

Finalmente, se estudian los posibles porcentajes de eficiencia energética que es posible lograr mediante simulación en función de controladores predictivos, siendo hasta un 28,3% de eficiencia energética en invierno y uno 6,63% en verano [14]. Por otro lado, también se investiga acerca de la eficiencia energética que puede proporcionar un sistema VAV en edificios multizona para un caso real, estudio especialmente dedicado hacia los climas del norte y sur de China [15].

Cabe destacar que la bibliografía revisada no hace mención a la combinación de técnicas de climatización para múltiples zonas (mayor a dos habitaciones) con presencia de una única unidad de tratamiento de aire, con sistema VAV y estimador de carga térmica. Sin embargo, entrega todas las herramientas necesarias para estudiarlo por separado.



1.3. Hipótesis de Trabajo

El diseño e implementación de controladores de lógica difusa dedicados a sistemas HVAC con inyección de volumen de aire variable complementado con un estimador de carga térmica para múltiples zonas, permite una mayor eficiencia energética en el control climático de cuatro zonas paralelas, lo anterior provisto de una única unidad de tratamiento de aire con intercambiador de calor.

1.4. Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Estudio, simulación y desarrollo de controladores de lógica difusa dedicados a sistemas HVAC con inyección de volumen de aire variable para múltiples zonas con la finalidad de mejorar la eficiencia energética de una única unidad de tratamiento de aire perteneciente a un inmueble médico de escasos recursos.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Modelación de procesos asociados al sistema HVAC para posterior simulación y aplicación de sistemas de control de lógica difusa enfocado al confort higrotérmico complementado con técnicas de eficiencia energética.
- Implementar controladores de lógica difusa en PLC 1756-L64 Allen Bradley y realizar pruebas FAT.
- Contrastar el consumo energético en simulaciones con y sin técnicas de eficiencia energética.

1.5. Alcances y Limitaciones

- Simulaciones implementadas en software Matlab Simulink.
- Pruebas FAT realizadas en PLC 1756-L64 mediante software RSLogix5000 y Factory Talk ME.
- Utilización de modelos matemáticos validados por la literatura.
- Análisis enfocado principalmente al confort higrotérmico y eficiencia energética, no se consideran los costos de implementación para un caso real.

1.6. Temario y Metodología

Según el estudio realizado en la revisión bibliográfica en conjunto a los objetivos planteados, es posible definir la siguiente metodología de trabajo:

Primeramente, se desarrolla la presentación y conceptualización del problema, enfocado principalmente a las características del inmueble a climatizar, sus condiciones climáticas externas, el tipo de climatizador, diagrama P&ID, entre otros.

Posteriormente, se define el problema de eficiencia energética en edificios, dando énfasis a la investigación de posibles beneficios otorgados por el uso de condiciones climáticas externas en el control de microclimas en conjunto a la implementación de sistemas de volumen de aire variable.

Terminado lo anterior, se realiza un análisis matemático de los modelos entregados por la bibliografía, considerando las propiedades termodinámicas de los gases, validando sus representaciones y analizando sus posibles idealizaciones, lo anterior bajo los fundamentos teóricos de la psicrometría del aire y los sistemas HVAC.

A continuación, se procede a la construcción e integración de modelos a través del software Matlab/Simulink para un periodo de tiempo de cinco días, considerando condiciones climáticas de verano e invierno. Por otro lado, se verifica el funcionamiento de todos los subsistemas HVAC en lazo abierto para una óptima implementación del sistema de control.

Una vez completado lo anterior, se diseñan las estrategias de control para sistemas HVAC con sistemas de inyección basados en flujo de aire variable con elementos de eficiencia energética, sección la cual contará con los detalles y criterios necesarios para su correcta implementación.

Luego se diseña e implementa una interfaz HMI a través del software Factory Talk ME con el fin de establecer una comunicación más fácil e intuitiva con el sistema de control (nivel de usuario).

Finalmente, se procede a la obtención de resultados para controladores VAV con y sin técnicas de eficiencia energética, contrastando valores de potencia y energía intercambiada por el sistema HVAC para distintas condiciones climáticas, incluyendo además las respectivas pruebas FAT para su supuesta implementación.

Capítulo 2. Introducción al problema de calor, ventilación y aire acondicionado (HVAC)

2.1. Presentación y conceptualización del problema

Antes de comenzar a desarrollar los objetivos propuestos, es importante definir las características y el tipo de inmueble a climatizar (hospital, hotel, universidad, sala eléctrica, etc.), cuáles serán las normas que se deberán considerar dentro del diseño del sistema HVAC, para qué estaciones del año se realizará el control climático (condiciones externas extremas), que estrategias de control se implementarán dentro del sistema HVAC, que tipo de UTA se utilizará, etc. Estas y otras interrogantes se detallarán a continuación.

2.1.1 Tipo de inmueble y sus características

Tal como se menciona en la introducción general, el tipo de inmueble a climatizar corresponderá a un hospital (ficticio) de baja complejidad provisto de cuatro quirófanos clase C de aproximadamente 108 [m³] cada uno, tal y como se muestra en la Fig. 2.1 y en la Tabla 2.1.

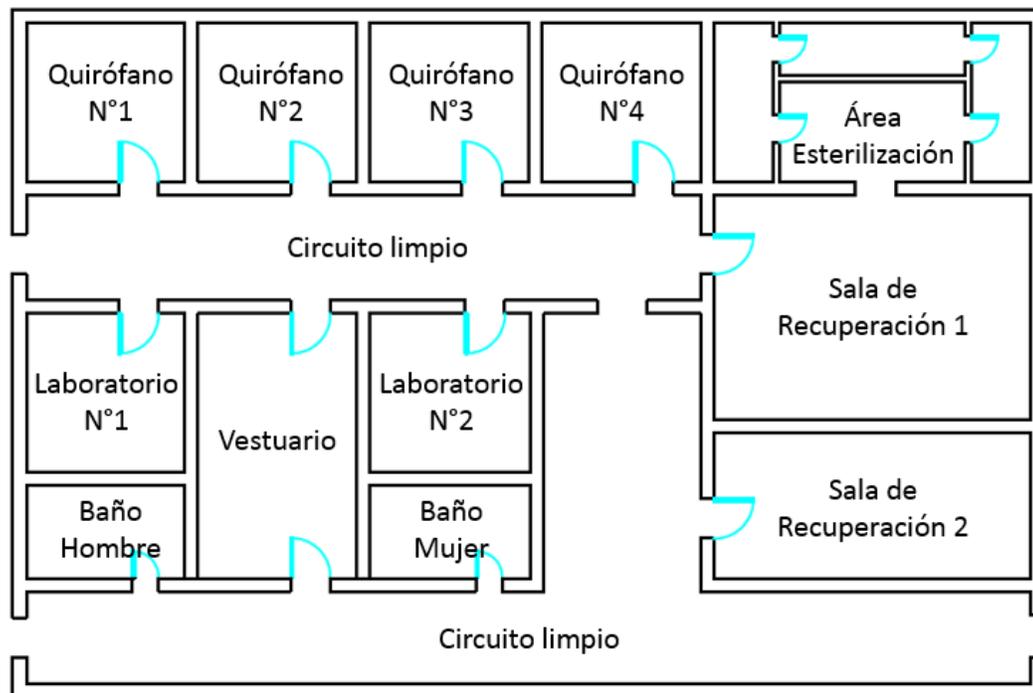


Fig. 2.1 Plano de hospital ficticio con 4 quirófanos clase C.

Tabla 2.1 Características espaciales de los cuatro quirófanos.

Sala Crítica	Superficie	Volumen
Quirófano 1	36 [m ²]	108 [m ³]
Quirófano 2	36 [m ²]	108 [m ³]
Quirófano 3	36 [m ²]	108 [m ³]
Quirófano 4	36 [m ²]	108 [m ³]

Es necesario aclarar que existen tres tipos de quirófanos (clase A, B y C), sus características generales se pueden leer detalladamente en la Tabla 2.2 [19]:

Tabla 2.2 Tipos de quirófanos y clasificación del mismo según normas UNE.

Tipo quirófano	UNE 100713:2005	UNE-EN ISO 14644-1:2000	Denominación quirófano	Tipo de intervención
A	Clase I	ISO clase 5	Quirófanos de alta tecnología. Cirugía especial.	Trasplantes de órganos, cirugía cardíaca, cirugía vascular, cirugía ortopédica con implantes, neurocirugía, otros.
B	Clase I	ISO clase 7	Quirófanos convencionales	Cirugía convencional y de urgencias. Resto de operaciones quirúrgicas.
C	Clase I	ISO clase 8	Quirófano de cirugía ambulatoria.	Cirugía ambulatoria. Salas de partos.

Para poder ver más en detalle las características de cada uno de los tres tipos de quirófanos se deja a disposición una tabla comparativa según la norma ASHRAE (ver Tabla 2.3).

Según la Tabla 2.3 los quirófanos de clase C necesitan entre 2 a 5 renovaciones de aire exterior por hora y entre 6 a 25 renovaciones totales por hora, esto hace referencia a que existe un cierto porcentaje permitido de mezcla entre el aire de retorno y el aire exterior a la entrada del quirófano. Siendo éste el caso, es necesario implementar una unidad de tratamiento de aire provisto de una caja mezcladora, de no ser así, se debe reemplazar la caja mezcladora por un intercambiador de calor, esta opción no contempla la mezcla adiabática de aires, por lo que todo el flujo de entrada será completamente puro (ver sección 2.3).

Para este caso se considerará una unidad de tratamiento de aire con intercambiador de calor (aire de entrada completamente limpio), es por ello que la cantidad de renovaciones de aire como criterio de diseño se centrará entre un mínimo de 5 [ACH] y un máximo de 15 [ACH].

Tabla 2.3 Tabla comparativa de quirófanos según norma ASHRAE.

Área hospitalaria	ASHRAE				
	Presión	Renovaciones aire ext/hr	Renovaciones totales/hora	Todo extraído	Recirculación
Quirófanos y áreas críticas					
Quirófanos clase A y B	Positiva	5	25	-	No
Sala de partos	Positiva	5	25	-	No
Sala de reanimación	-	2	6	-	No
Cuidados intensivos	-	2	6	-	No
Neonatos	-	2	6	-	No
Urgencias traumatología	Positiva	3	15	-	No
Endoscopia digestiva	Negativa	2	6	-	No
Broncoscopia	Negativa	2	12	Si	No
Sala de urgencias	Negativa	2	12	Si	-
Sala de criba	Negativa	2	12	Si	-
Sala de espera radiología	Negativa	2	12	Si	
Sala de procedimientos	Positiva	3	15	-	No

Por otro lado, es necesario investigar la relación que tiene un quirófano clase C con la carga térmica sensible y latente dentro de él (ver material complementario en anexo B). Para analizar lo anterior es necesario conocer las siguientes definiciones [16]:

- La tasa de actividad metabólica (met) corresponde a la energía en Watt emitida por la superficie de una persona en forma de calor durante alguna actividad física.
- 1 [met] es igual a 58 [W/m²], por metro cuadrado de superficie de una persona.

- La superficie media de una persona se puede considerar $1,8 \text{ [m}^2\text{]}$.

Luego, según la norma UNE-EN ISO 7730, las tasas metabólicas de una persona según las distintas actividades cotidianas (convertidas a watts) son:

- Reposo, tendido ($0,8 \text{ [met]}$, $46 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 83 [W]
- Reposo, sentado (1 [met] , $58 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 104 [W]
- Actividad sedentaria ($1,2 \text{ [met]}$, $70 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 126 [W]
- Actividad ligera, de pie ($1,6 \text{ [met]}$, $93 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 167 [W]
- Actividad media, de pie (2 [met] , $116 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 209 [W]
- Caminar a 3 [k/m] ($2,4 \text{ [met]}$, $140 \text{ [W/m}^2\text{]}$): 252 [W]

Teniendo conocimiento de lo anterior, se debe investigar acerca del equipo quirúrgico dentro de un quirófano para poder obtener un aproximado de la carga térmica (modo calor sensible) producto solo de las personas en función de la cantidad, para ello según [1], las personas dentro de un quirófano corresponden a:



- 1 Paciente.
- 1 Médico cirujano.
- 1 Primer ayudante.
- 1 Segundo ayudante.
- 1 Instrumentador/a.
- 1 Médico anestesista.
- 1 Enfermero/a circulante.

Por lo tanto, el total de personas presentes dentro del quirófano son siete y considerando que cada persona del equipo quirúrgico emite en promedio 200 [W] y el paciente solo 83 [W] , el calor sensible total aportado por las personas es de 1283 [W] lo cual se puede aproximar a 1300 [W] para efectos de cálculo (éste puede cambiar a medida que la cirugía se complique y sea necesario la presencia de más médicos). Por otro lado, todo el equipamiento necesario para las cirugías, iluminación, transferencia de calor por paredes, pérdidas por conducto e infiltraciones, se traducen en un aporte equivalente a 1000 [W] según [1], es por todo lo anterior que la carga sensible total estimada dentro de uno de los cuatro quirófanos corresponde a 2300 [W] aproximadamente,

considerando 3000 [W] como criterio de diseño para el peor caso.

Para finalizar el análisis relacionado a las cargas térmicas, la cantidad de calor latente entregada por las personas en actividad media de pie y en reposo (personal médico y paciente) dentro del quirófano se describe de la siguiente manera según [1] (ver Tabla 2.4):

Tabla 2.4 Cálculo de cargas latentes dentro de un quirófano.

Ítem	Calor Latente	
	g/h	W
Personal médico (x6)	123	83
Paciente	40	27
Total	778	525

Para poder calcular el equivalente en [kg H₂O/kg aire] se tiene la siguiente ecuación:

$$\Delta W = \frac{Q_{latente}}{h_{vaporH2O_sat} \cdot \rho_{aire} \cdot \dot{v}_{ent_sala}} \quad (2.1)$$

Considerar que la variable \dot{v}_{ent_sala} puede variar entre 0,15 y 0,45 [m³/s] debido a la presencia de los sistemas de volumen de aire variable, es por ello que se escoge el promedio para criterio de diseño, luego sustituyendo en la ecuación (2.1):

$$\Delta W = \frac{525}{2500 \times 10^3 \cdot 1,22 \cdot 0,3} = 0,00057 [kg H_2O/kg aire]$$

Para efectos de simulación y para evaluar el peor de los casos, se considerará 0,0006 [kg H₂O/kg aire] en presencia de personas y 0,00025 [kg H₂O/kg aire] en ausencia de personas (considerando así las infiltraciones del quirófano) como criterio de diseño de calor latente.

Finalmente, las perturbaciones térmicas sensible y latente se simularán de la forma estilo escalón y rampa para simular de mejor manera el caso real dentro de los quirófanos, y además serán distribuidos con cierto desfase en cada uno de los cuatro quirófanos para observar la mayoría de los posibles casos tal y como se muestra en la Fig. 2.2 y 2.3.

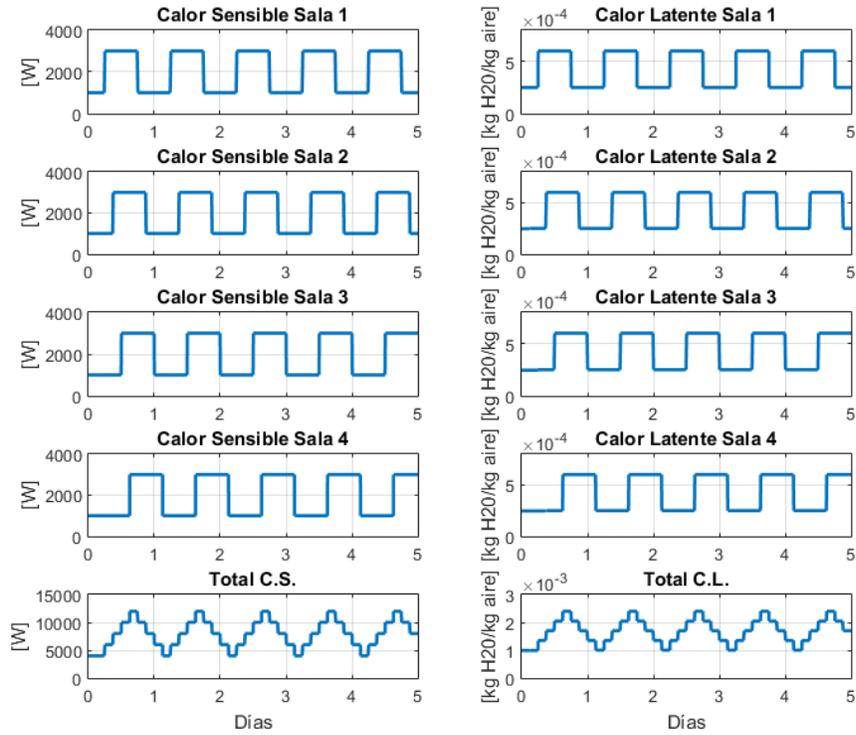


Fig. 2.2 Cargas térmicas dentro de los quirófanos tipo escalón.

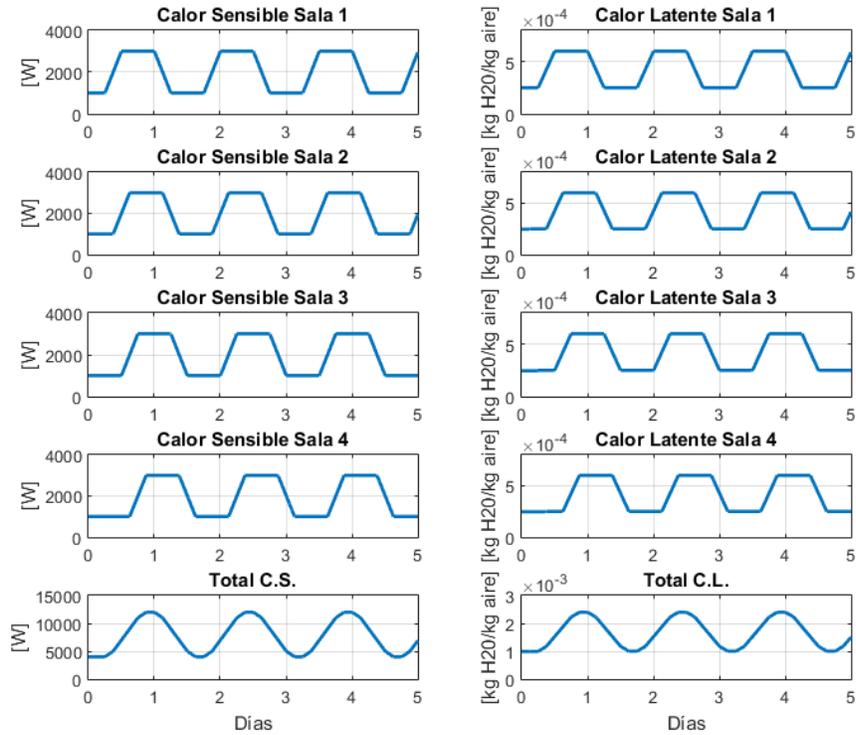


Fig. 2.3 Cargas térmicas dentro de los quirófanos tipo rampa.

Conocido ya el tipo de inmueble, sus características espaciales, las renovaciones de aire mínimas y máximas, y los tipos de cargas térmicas presentes dentro de cada una de las salas, es necesario ver el rango de temperaturas que es posible llevar durante la climatización y a su vez, el rango de porcentaje de humedad relativa permitido dentro de cada uno de los quirófanos, para ello se utiliza la información contenida en la Tabla 2.5 [19], la cual presenta las condiciones termo-higrotérmicas dentro de un hospital según las normas UNE y ASHRAE, siendo la última utilizada en este trabajo.

Tabla 2.5 Condiciones termo-higrotérmicas dentro de un hospital.

Local	UNE 100713:2005				ASHRAE			
	Temperatura		Humedad relativa		Temperatura		Humedad relativa	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
En todo el centro sanitario	26 [°C]	24 [°C]	55%	45%	24 [°C]	21 [°C]	60%	30%
Quirófanos	26 [°C]	22 [°C]	55%	45%	24 [°C]	20 [°C]		

Por lo tanto, resumiendo todos los criterios de diseño para la climatización de los cuatro quirófanos se tiene (ver Tabla 2.6):

Tabla 2.6 Resumen criterios de diseño para la simulación.

Criterio de diseño	Quirófano clase C
Cantidad de quirófanos	4
Volumen total por quirófano	108 [m ³]
Temperatura permitida	20 [°C] – 24 [°C]
Humedad relativa permitida	30 [%] – 60 [%]
Renovaciones de aire permitidas	5 [ACH] – 15 [ACH]
Carga térmica sensible	1000 [W] – 3000 [W]
Carga térmica latente	0,25x10 ⁻³ – 0,60x10 ⁻³ [kg H ₂ O/ kg aire]
Caudal de aire de impulsión UTA	1,8 [m ³ /s]

También es importante considerar la presión sonora máxima en las distintas salas de un hospital, el nivel de éste determina la intensidad del sonido que genera dicha presión (es decir, del sonido que alcanza a una persona en un momento dado), estas se detallan en la Tabla 2.7 la cual resume a grandes rasgos los límites máximos impuestos por las normas UNE y ASHRAE, si bien esta condición no se encuentra considerada dentro de la simulación, resulta importante mencionarlo para el diseño de los enclavamientos en las pruebas FAT (ver capítulo 7) [19].

Tabla 2.7 Nivel de presión sonora en un hospital.

Local	Presión sonora máxima
Sala de reanimación de quirófanos. Habitaciones (todas) cuidados intensivos.	35 dB(A)
Resto del hospital	40 dB(A)

2.1.2 Condiciones climáticas externas

Para la realización de la simulación del proceso de climatización es importante considerar las condiciones climáticas externas del inmueble lo más real posible, esto es debido a que el aire externo es el que se procesa a través de la unidad de tratamiento de aire para alcanzar el confort higrotérmico dentro de las salas, cualquier dato contradictorio puede alejarnos de la realidad.

Es por lo anterior que se contará con un archivo de datos meteorológicos históricos de temperatura y humedad relativa real de las estaciones verano e invierno perteneciente al año 2008 de la ciudad de Concepción [2] (ver fig. 2.4), esto con la finalidad de lograr una mayor calidad de simulación

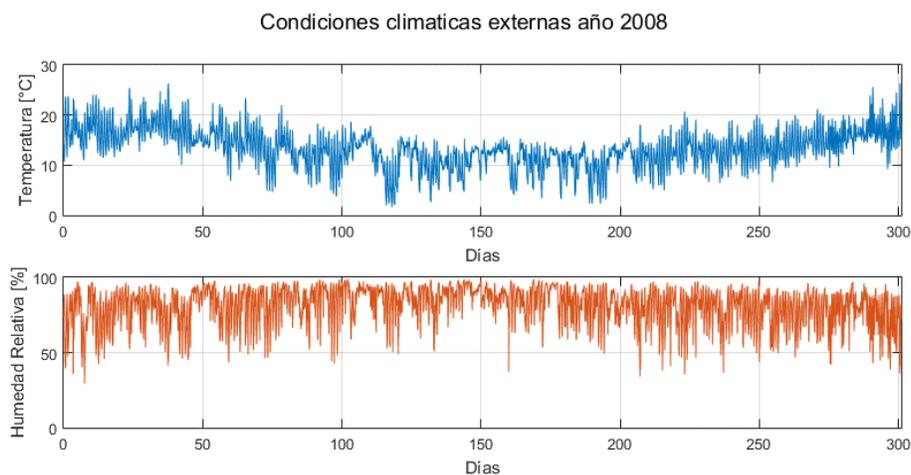


Fig. 2.4 Condiciones climáticas externas año 2008.

2.1.3 Unidad de tratamiento de aire

Como se menciona en la sección 2.1.1, la unidad de tratamiento de aire para climatizar puede ser utilizada con una caja de mezcla o en su defecto con un intercambiador de calor según sea el caso. Para efectos de simulación de este trabajo solo se utilizará una UTA con intercambiador de calor para facilitar el análisis y evitar así el exceso de información.

La UTA provista de un intercambiador de calor posee la característica de no mezclar el aire de entrada con el aire de retorno de las salas, esta particularidad hace aún más amigable el control climático de los cuatro quirófanos debido a que el aire de entrada siendo totalmente limpio no permite la migración de bacterias de un quirófano a otro durante la recirculación.

A continuación se presentan los esquemáticos de los dos tipos de UTA mencionados anteriormente, identificando cada una de sus partes y sus funciones en la climatización del aire (ver Fig. 2.5 y 2.6), [16] y [21].

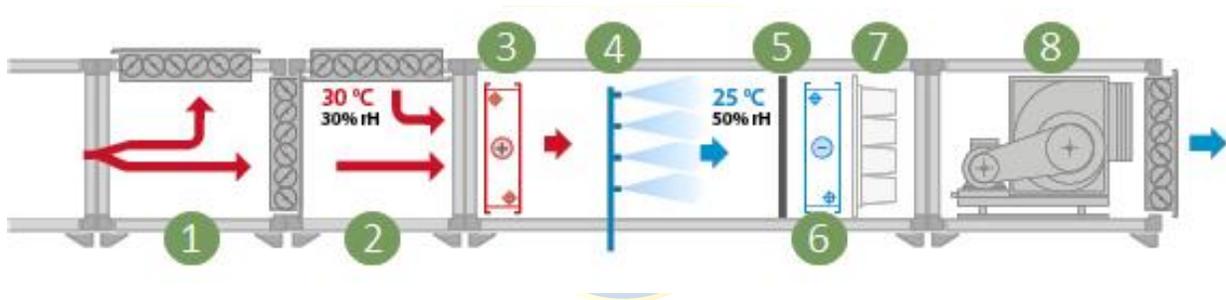


Fig. 2.5 Unidad de tratamiento de aire con caja de mezcla.

Partes de una UTA con caja mezcladora de aire:

1. Conducto de aire de entrada con dámper hacia la UTA y hacia el exterior.
2. Caja mezcladora de aire.
3. Batería de calor.
4. Humidificador por agua presurizada.
5. Separador.
6. Batería de frío.
7. Filtro primera etapa.
8. Ventilador de impulsión.

Primero, el aire proveniente del exterior tiene dos caminos, seguir en dirección a la caja mezcladora de aire o regresar al exterior, el caudal de aire que sale al exterior pierde su rumbo dentro de la UTA, en cambio el caudal de aire que logra entrar a la caja mezcladora crea una mezcla adiabática con la realimentación del aire proveniente de las salas, convergiendo más rápido a la temperatura y humedad deseada suponiendo que el aire de realimentación viene con características similares a los especificados en los Set Points, luego el aire mezclado pasa a través de una batería de calor en caso que se necesite aumentar la temperatura de este o aumentar su capacidad de humedad máxima, después el aire es intervenido por un humidificador aumentando la humedad del caudal y finalmente se tiene una batería de frío que sirve para disminuir la temperatura del aire o para deshumidificarlo reduciendo su humedad, después viene una etapa de filtrado y finalmente pasa por el ventilador de impulsión. Una vez que el aire de impulsión de la UTA ya actuó sobre la sala crítica, el aire de retorno tiene la posibilidad de entrar a la caja de mezcla o salir al exterior.

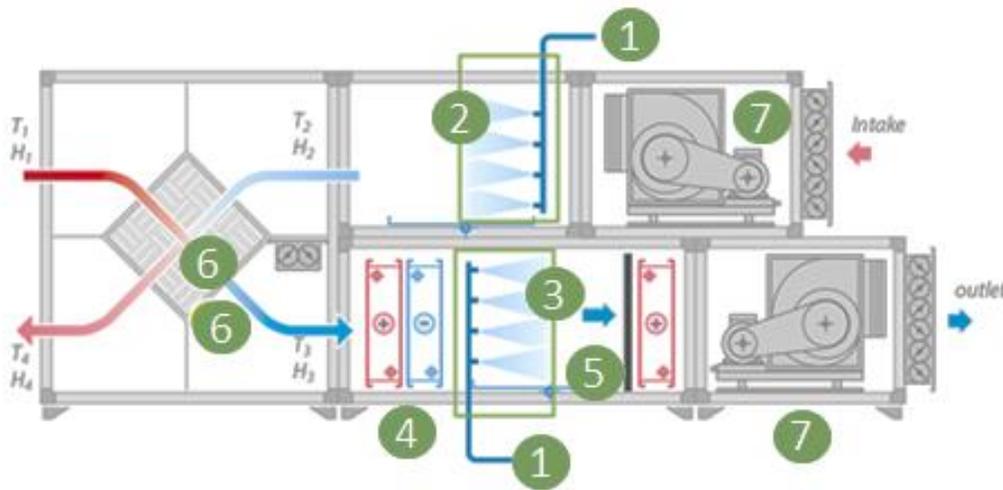


Fig. 2.6 Unidad de tratamiento de aire con intercambiador de calor.

Partes de una UTA con intercambiador de calor:

1. Humidificador por agua presurizada.
2. Sistema de enfriamiento para verano.
3. Sistema de humidificación para invierno.
4. Baterías de frío y calor.
5. Separador.
6. Intercambiador de calor aire externo – aire de retorno.
7. Ventilador de impulsión y extracción.

Para el caso de la UTA con recuperador de calor, el aire externo entra mediante el intercambiador modificando solo su temperatura gracias a la transferencia de calor inducido por las paredes del recuperador. Luego, el aire circulante pasa a través de una batería de calor y frío aumentando o disminuyendo su temperatura y modificando, si es el caso, su humedad relativa por deshumidificación o calentamiento. Posteriormente, el caudal de aire pasa a través de un humidificador el cual se encarga de elevar la humedad relativa presente en el aire (este puede ser por vapor o agua presurizada), dando paso final a una batería de calor la cual puede aumentar su temperatura o disminuir la humedad relativa, dejando el aire en condiciones para poder ser impulsado por el ventilador. Al retornar, el aire tiene la posibilidad de enfriarse a través del humidificador (de agua presurizada) antes de pasar por el intercambiador de calor y volver al exterior, quitando o cediendo temperatura al aire de entrada a través del intercambiador de calor.

Con todo lo mencionado hasta acá, es importante pensar en la idea de una etapa completa de filtrado para la climatización de cada uno de los quirófanos del hospital, es por ello que existe una clasificación de las normas UNE para distintas clases de local (nivel de filtración) (ver Tabla 2.8) [19].

Tabla 2.8 Clase de filtros y su localización.

Nivel de filtración (clase de local)	Clase de filtro (eficiencia)	Norma	Localización
1 (I, II)	F5 (40% < 60%)	UNE-EN 779	En la toma de aire exterior, si la longitud del conducto es > 10[m], sino, en la entrada de aire de la central de tratamiento o después de la eventual sección de mezcla.
2 (I, II)	F9 (> 95%)	UNE-EN 779	Después de la unidad de tratamiento de aire y al comienzo del conducto de impulsión.
3 (I)	H13 (99,95 %)	UNE-EN 1822-1	Lo más cerca posible del local a tratar. En locales clase I, en la propia unidad terminal de impulsión de aire.

Es fácil ver que el nivel de filtración más elevado corresponde al nivel 3 con una eficiencia de filtrado del 99,95%, esto solo lo logran los filtros HEPA y deben posicionarse en la última etapa de filtrado para así alargar su vida útil, recordar que éstos filtros son los únicos capaces de filtrar casi cualquier material particulado (ver anexo B).

2.2. Esquemático conceptual del proceso

Una vez definido el problema (tipo de inmueble, características, condiciones climáticas externas y tipo de unidad manejadora de aire a utilizar), se hace necesario el estudio del diseño de la estrategia de control para el sistema HVAC en general. Para lo anterior, es imprescindible explicar a grandes rasgos la conceptualización del problema a tratar, esto con el fin de aclarar los procesos psicrométricos a los cuales estará sometido el aire al momento de climatizar (ver Fig. 2.7).

Es posible observar como el aire exterior entra al sistema HVAC con una temperatura y humedad específica T_1 y W_1 respectivamente. La presencia del intercambiador de calor en esta fase tiene como objetivo modificar la temperatura del aire entrante a través de la transferencia de calor provocado por las paredes del recuperador, aumentando o disminuyendo su valor en función de las temperaturas de retorno y el bypass de presión, obteniendo valores variables en temperatura, no así en humedad (T_2 & W_1).

Terminado lo anterior, es posible contemplar como la unidad manejadora de aire es capaz de deshumidificar y enfriar el aire gracias a su batería de frío en la primera etapa (T_3 & W_2), calentar y disminuir la humedad relativa gracias a su batería de calor en la segunda etapa (T_4 & W_2) y humectar gracias a su humidificador en la tercera etapa (T_5 & W_3). Los tres procesos mencionados anteriormente son fundamentales para lograr una óptima climatización. Para comprender de forma más intuitiva el fenómeno, se deja a disposición la carta psicrométrica real (ver Anexo B), la cual representa de forma gráfica las variables a tratar, obteniendo a la vez una mejor visualización del punto de operación.

Una vez procesado el aire, este es distribuido por un conducto principal el cual tiene acceso a los distintos quirófanos y a un bypass de presión estática por medio de sus correspondientes cajas VAV. Las cajas VAV destinadas a los quirófanos tienen la finalidad de variar el flujo de aire de entrada en función de la carga térmica presente para el control temperatura, limitando de cierto modo las renovaciones de aire por hora dentro de cada zona. Por otro lado, la caja VAV correspondiente al bypass tiene como misión controlar la presión estática dentro del conducto, esto con el propósito de que la variación de cada uno de los dampers no afecte al resto [4].

Para finalizar, los flujos de retorno son mezclados y enviados al recuperador para la respectiva transferencia de calor, para posteriormente ser devueltos al exterior.

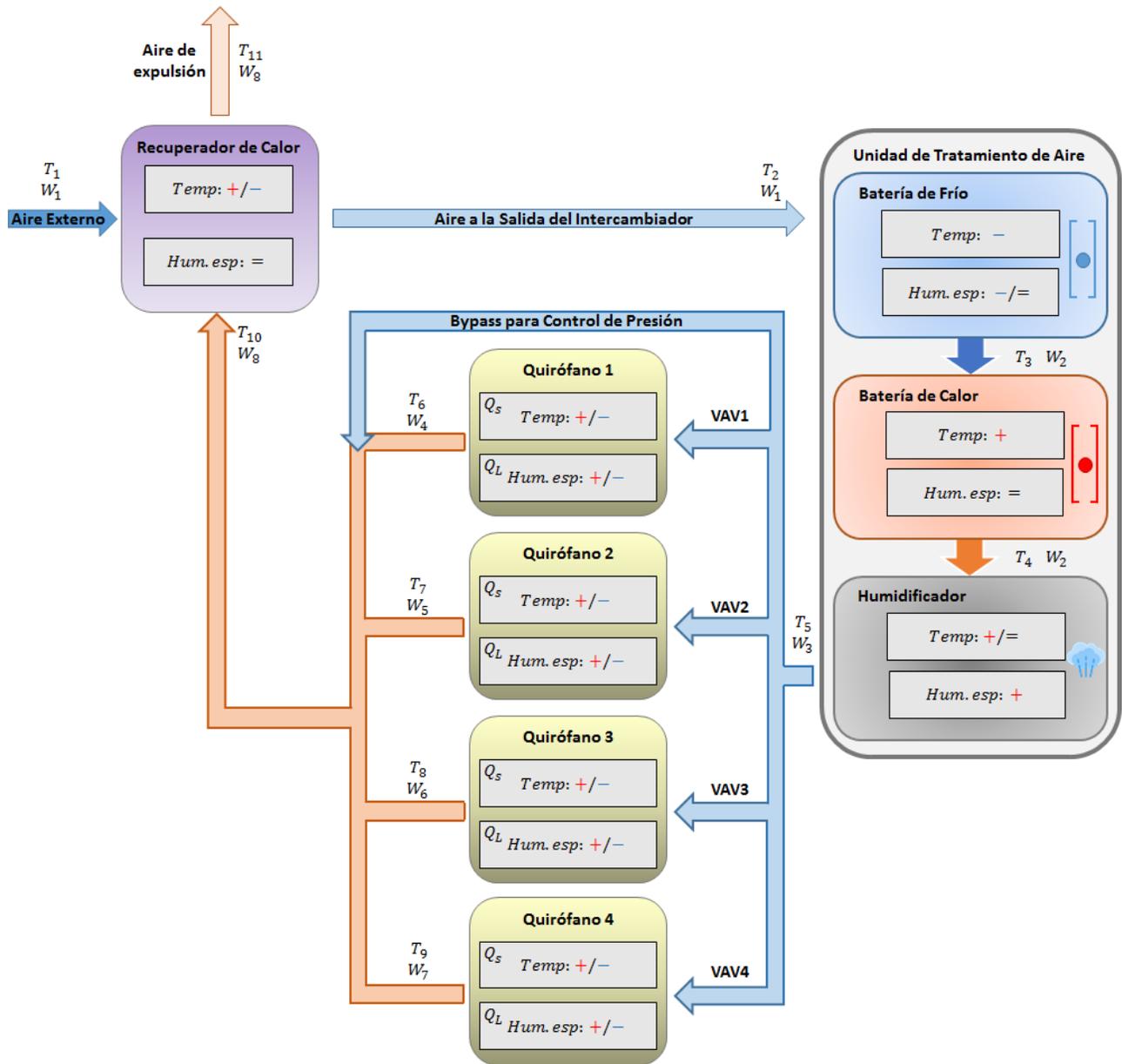


Fig. 2.7 Esquemático conceptual del proceso.

Finalizado lo anterior, se presenta del diagrama P&ID, requisito necesario para la comprensión de la estrategia de control. La modelación dinámica del proceso con enfoque al análisis climático de las salas críticas en conjunto con la unidad de tratamiento de aire se detalla en el capítulo 4.

2.3. Diagrama P&ID

Comprendiendo la idea general del proceso HVAC mediante el esquemático conceptual, se puede dar paso a la presentación del diagrama P&ID del proceso (ver Fig. 2.8). Un diagrama P&ID es lo que se define como un diagrama de tuberías e instrumentación también conocido como “*piping and instrumentation diagram*” y es un diagrama que muestra el flujo del proceso en las tuberías, así como los equipos instalados y el instrumental [2]. Para este caso en particular, en vez de tuberías se usarán conductos que transportarán el aire hacia todos los subprocessos necesarios dentro del sistema HVAC. Una de las ventajas de este diagrama en comparación al esquemático conceptual es que se puede identificar todos los instrumentos asociados a la estrategia de control, también se puede identificar cuáles son los sensores que están involucrados en el sistema de control, otra ventaja es que se puede ver de forma más detallada cómo funciona el sistema, entre otros. Una desventaja puede ser que el sistema a controlar se vuelve demasiado complejo, en ese caso un esquemático conceptual puede facilitar la comprensión del proceso, sobre todo si no se tiene un personal totalmente capacitado para comprender a la perfección un diagrama P&ID, esto sucede generalmente en empresas grandes en donde los procesos son mucho más complejos.

Para comprender el diagrama P&ID en su totalidad se deja a disposición una tabla resumen con todas definiciones de las abreviaciones y los detalles que sean necesarios para describirlo (ver Tabla 2.9).

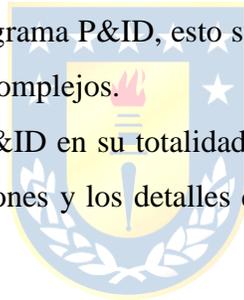


Tabla 2.9 Resumen simbología diagrama P&ID.

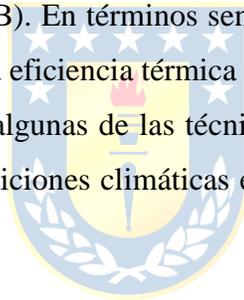
Ítem	Cantidad	Tag	Descripción
1	1	FT-01	Transmisor de Flujo de Aire Inyección Quirófanos
2	1	DPT-01	Transmisor de Presión Diferencial Filtro PreFiltro 30%
3	1	DPT-02	Transmisor de Presión Diferencial Filtro 85%
4	1	DPT-03	Transmisor de Presión Diferencial Filtro 99,97%
5	1	DPIT-04	Transmisor Indicador de Presión Diferencial Quirófano 1
6	1	DPIT-05	Transmisor Indicador de Presión Diferencial Quirófano 2
7	1	DPIT-06	Transmisor Indicador de Presión Diferencial Quirófano 3
8	1	DPIT-07	Transmisor Indicador de Presión Diferencial Quirófano 4
9	1	DPIT-08	Transmisor Indicador de Presión Filtro Salida Quirófano 1
10	1	DPIT-09	Transmisor Indicador de Presión Filtro Salida Quirófano 2
11	1	DPIT-10	Transmisor Indicador de Presión Filtro Salida Quirófano 3
12	1	DPIT-11	Transmisor Indicador de Presión Filtro Salida Quirófano 4
13	1	DPIT-12	Transmisor Indicador de Presión de Aire de Inyección Quirófanos
14	1	FV-01	Válvula de Control 3 vías Batería de Calor
15	1	FV-02	Válvula de Control 3 vías Batería Frío
16	1	FV-03	Válvula de Control 2 vías Alimentación Estanque Humidificador
17	1	FV-04	Válvula de Control 2 vías Alimentación Humidificador
18	1	LSH-01	Sensores Nivel Alto Estanque Humidificador
19	1	LSL-01	Sensores Nivel Bajo Estanque Humidificador
20	1	MT-01	Sensor Humedad Relativa Aire Exterior
21	1	MT-02	Sensor Humedad Relativa Inyección
22	1	MIT-03	Sensor Humedad Relativa Quirófano 1
23	1	MIT-04	Sensor Humedad Relativa Quirófano 2
24	1	MIT-05	Sensor Humedad Relativa Quirófano 3
25	1	MIT-06	Sensor Humedad Relativa Quirófano 4
26	1	MT-07	Sensor Humedad Relativa Extracción
27	1	TT-01	Transmisor Temperatura Aire Exterior
28	1	TT-02	Transmisor Temperatura Aire de Inyección
29	1	TIT-03	Transmisor Indicador Temperatura Quirófano 1
30	1	TIT-04	Transmisor Indicador Temperatura Quirófano 2
31	1	TIT-05	Transmisor Indicador Temperatura Quirófano 3
32	1	TIT-06	Transmisor Indicador Temperatura Quirófano 4
33	1	TT-07	Transmisor Temperatura Aire de Retorno
34	1	SZ-01	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Inyección VIN
35	1	SZ-02	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Extracción VEX
36	1	SZ-03	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Extracción E-1
37	1	SZ-04	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Extracción E-2
38	1	SZ-05	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Extracción E-3
39	1	SZ-06	Variador de Frecuencia Motor Ventilador Extracción E-4
40	1	VAV-01	Caja Volumen de Aire Variable Bypass UTA
41	1	VAV-02	Caja Volumen de Aire Variable Quirófano 1
42	1	VAV-03	Caja Volumen de Aire Variable Quirófano 2
43	1	VAV-04	Caja Volumen de Aire Variable Quirófano 3
44	1	VAV-05	Caja Volumen de Aire Variable Quirófano 4

Capítulo 3. Definición del problema de eficiencia energética en edificios

3.1. Introducción

Antes de comenzar con la presentación del problema de eficiencia energética en edificios, es importante aclarar que los conceptos eficiencia energética y eficiencia térmica son bastante similares pero distintos entre sí. El primero introduce el anhelo de lograr ahorros energéticos en relación al consumo involucrado en el actuar de las máquinas climatizadoras, es decir, que sean capaces de utilizar el mínimo de energía (eléctrica, térmica, combustión o similar) para climatizar la zona, en cambio eficiencia térmica abarca principalmente en las características físicas de la zona, tanto dentro como fuera del lugar (envolvente del edificio). La eficiencia térmica se refiere a la capacidad de mantener climatizado el lugar sin un elevado consumo energético, ejemplos de eficiencia térmica son el uso de aleros en ventanas, aislamiento térmico por paisajismo y sellado de infiltraciones (ver información complementaria en anexo B). En términos sencillos, es imposible lograr una eficiencia energética si no hay preocupación por la eficiencia térmica del edificio [5].

Dicho lo anterior, se presentan algunas de las técnicas de eficiencia energética en edificios, tales como el aprovechamiento de condiciones climáticas externas, el estimador de carga térmica y los sistemas VAV.



3.2. Beneficio del uso de las condiciones climáticas externas

Teniendo claro el funcionamiento de las unidades de tratamiento de aire según como se explica en la sección 2.1.2, el aprovechamiento de las condiciones climáticas externas podría ayudar a las UTAs a reducir el consumo energético a medida que la temperatura y humedad externa se asemejen a los establecidos por los Set Points [11]. Para el caso del presente informe de memoria de título, la UTA a utilizar según el diagrama P&ID (ver Fig. 2.8) corresponde a la versión que incluye una batería de frío como primera etapa, una batería de calor como segunda etapa y un humidificador por vapor en su tercera etapa, además de un intercambiador de calor y una caja mezcladora para el control de presión en el sistema VAV, en términos sencillos la UTA es capaz de enfriar y/o deshumidificar el aire en su primera etapa gracias a la batería de frío, luego en la segunda etapa gracias a la acción de la batería de calor, este puede elevar la temperatura el aire a voluntad aumentando en segundo plano la capacidad de humedad máxima, finalmente el humidificador presenta la opción de humectar el aire

en caso de que sea necesario, con estas tres etapas es posible controlar la temperatura y humedad del aire a voluntad.

Resumiendo lo anterior, el beneficio de las condiciones climáticas externas puede ayudar a la UTA a reducir el consumo energético en sus baterías de frío, calor y humidificador. El método más efectivo para aprovechar las condiciones climáticas externas según [2] y [3] es el estimador de carga térmica, el cuál será explicado en detalle en el capítulo 6 de acuerdo a los modelos matemáticos del proceso (ver Fig. 3.1).

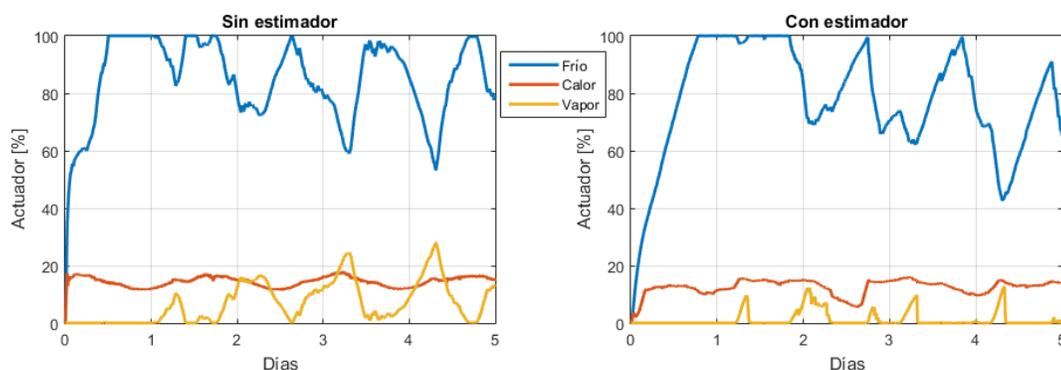


Fig. 3.1 Ejemplo conceptual de diferencias de consumo energético con y sin estimador de carga.

3.3. Sistemas de volumen de aire variable (VAV)

Los sistemas de volumen de aire variable (VAV) permiten controlar el flujo de aire de impulsión de una única UTA hacia distintas zonas de climatización por medio de dampers y circuitos de presión controlada. Este sistema en particular es capaz de controlar las distintas perturbaciones térmicas presentes en cada una de las distintas salas variando el caudal de aire de entrada a través de una caja VAV, esto permite dividir el flujo de aire de impulsión de la UTA según la cantidad de zonas que se necesiten climatizar, entregando un alto o bajo caudal del mismo aire según requiera el caso [9]. Cabe destacar que los distintos flujos de aire para cada de una de las distintas salas poseen las mismas características psicrométricas (ver Fig. 3.2).

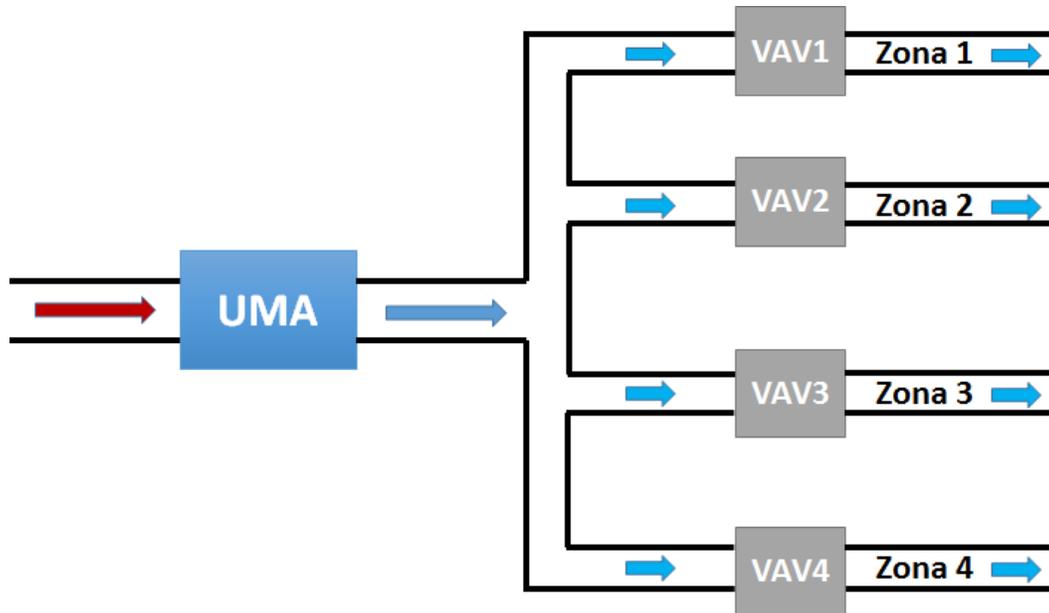


Fig. 3.2 Distribución de aire en un sistema VAV.

Como se observa de la imagen anterior, los sistemas VAV tienen la gran ventaja de climatizar varias zonas a la vez a través de una única unidad de tratamiento de aire, permitiendo al diseñador la posibilidad de ahorrar en costos de inversión y operación. Si bien lo anterior parece ser la manera más conveniente y efectiva al momento de diseñar un sistema HVAC, los sistemas VAV también presentan ciertas desventajas en comparación al método tradicional (una UTA por zona). Los sistemas VAV son limitados en renovaciones de aire, necesitan de un control de presión para poder regular con exactitud los distintos caudales de aire, además solo pueden controlar la temperatura en función del caudal de entrada en conjunto a la carga térmica sensible, lo cual dificulta en cierto modo el control de humedad debido a las grandes variaciones de aire presente en cada una de las distintas salas [8].

3.3.1 Tipos de actuadores

Como ya ha sido mencionado anteriormente, los sistemas VAV son los encargados de regular el flujo de aire hacia cada una de las distintas salas interrumpiendo el paso del aire a través de un actuar mecánico. Este mecanismo, más conocido como caja VAV o dámper, es el encargado de operar como resistencia durante el paso de aire, provocando una caída de presión en el ducto de transmisión lo que se traduce a una disminución en el caudal de impulsión [8].

Si bien existe gran variedad en el diseño de dampers, los más populares para la utilización en sistemas HVAC corresponde a los dampers estilo caja VAV con y sin control de presión estática (ver Fig. 3.3 y 3.4), [22] y [23]. Cabe destacar que la elección del tipo de dämpner es fundamental para el sistema de control implementado, una mala decisión puede estropear por completo la estrategia de control del sistema [18].

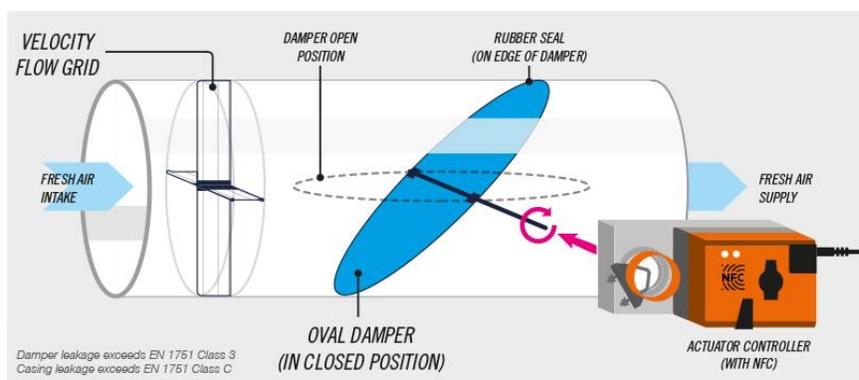


Fig. 3.3 Identificación de partes de una caja VAV unidireccional, esquema sin control de presión.

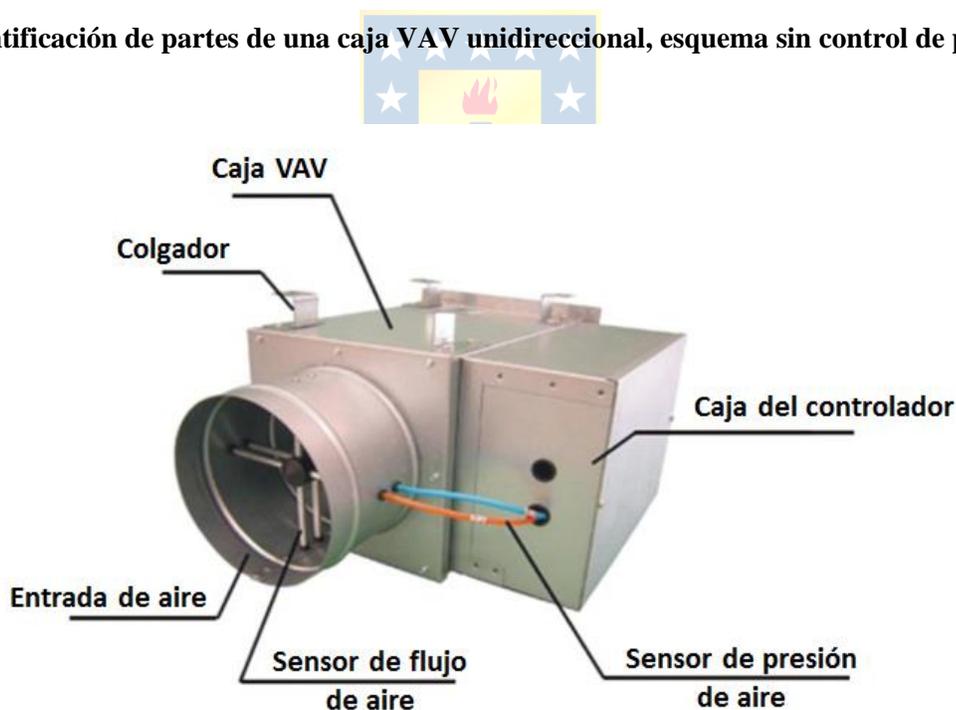


Fig. 3.4 Identificación de partes de una caja VAV unidireccional real con control de presión.

3.3.2 Control de presión

Para la distribución de aire en zonas paralelas no basta con solo agregar cajas VAV en cada uno de los ductos, lamentablemente el aire al aumentar su presión fluye con más fuerza a través de su canal de transmisión causando un aumento o disminución (según sea el caso) en el caudal de entrada en cada una de las salas. Lo anterior suele suceder cuando un dámper está completamente abierto y los demás completamente cerrados, como el flujo de aire de impulsión de la UTA es constante en todo momento (gracias al control de flujo), el caudal de aire se dirigirá por un solo ducto provocando descontrol en las variables de interés (equivalente a divisor de corriente, siendo la corriente el flujo de aire y las resistencias el actuar de los dampers, ver Fig. 3.5 y 3.6) [24]. Para solucionar dicho problema, es necesario implementar un lazo de control de presión estática al interior del ducto principal dando la posibilidad de retornar cierto porcentaje de flujo en dirección al intercambiador de calor o a la caja mezcladora creando una caída de presión, tal y como se muestra en las Fig. 3.7 y 3.8. [4], [17] y [24].

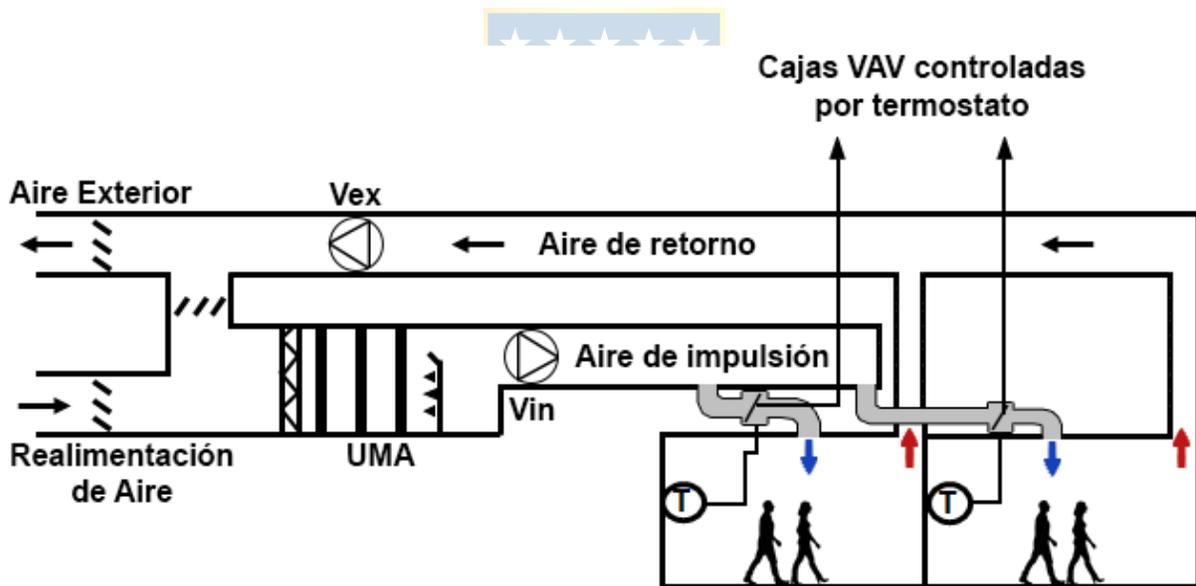


Fig. 3.5 Ejemplo de climatización mediante sistema VAV sin control de presión.

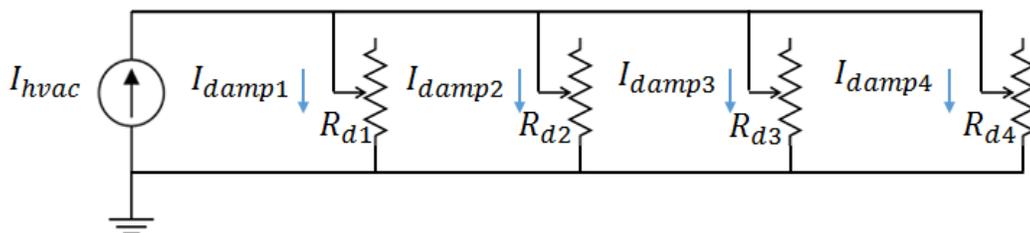


Fig. 3.6 Equivalente circuital de control VAV sin control de presión.

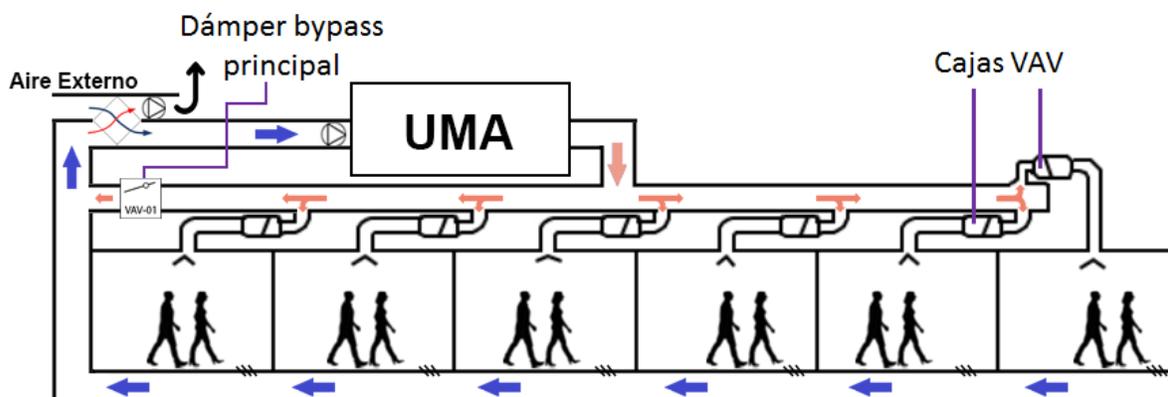


Fig. 3.7 Ejemplo de climatización con sistema VAV con control de presión y recuperador de calor.

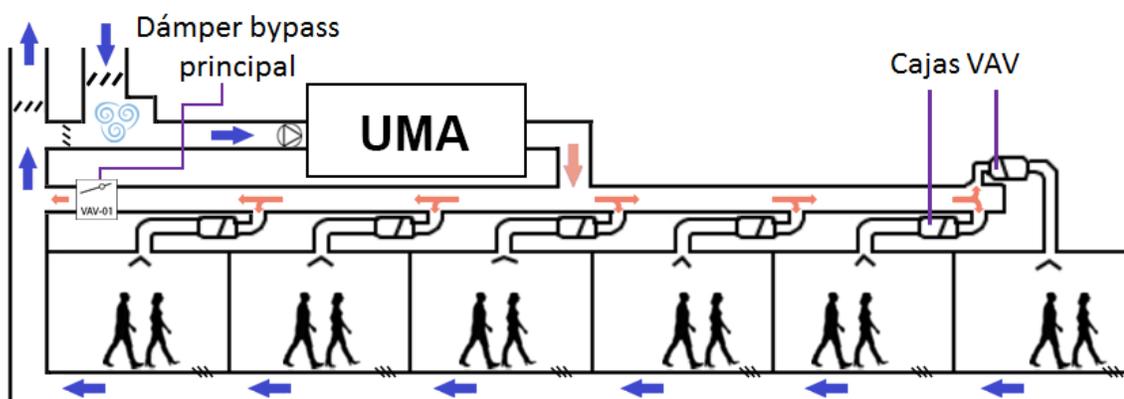


Fig. 3.8 Ejemplo de climatización con sistema VAV con control de presión y caja mezcladora.

El método con control de presión permite que a medida que se abren y cierran los dampers estos mantengan los caudales de aire de entrada dentro de los límites establecidos. Para una mejor comprensión de esta importante estrategia de control se deja a disposición los resultados obtenidos para la climatización con y sin el lazo de control de presión, haciendo énfasis en los rangos de descontrol (ver Tabla 3.1 y 3.2)

Tabla 3.1 Variables de flujo del equivalente circuitual estilo divisor de corriente sin control de presión.

Corrientes	Equivalente sistema HVAC	Rangos permitidos	Rangos de descontrol
I_{hvac}	Flujo de aire de impulsión	1,8 [m ³ /s]	-
I_{damp1}	Flujo de aire de entrada al quirófano 1	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	0,16 [m ³ /s] – 0,95 [m ³ /s]
I_{damp2}	Flujo de aire de entrada al quirófano 2	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	0,16 [m ³ /s] – 0,95 [m ³ /s]
I_{damp3}	Flujo de aire de entrada al quirófano 3	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	0,16 [m ³ /s] – 0,95 [m ³ /s]
I_{damp4}	Flujo de aire de entrada al quirófano 4	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	0,16 [m ³ /s] – 0,95 [m ³ /s]

Se puede apreciar claramente que al trabajar como un divisor de corriente el control de caudal se descontrola a medida que se abren y cierran los dampers, en cambio al ocupar el método con control de presión los resultados en los caudales son satisfactorios (ver Tabla 3.2).

Tabla 3.2 Variables de flujo del equivalente circuitual estilo divisor de corriente con control de presión.

Corrientes	Equivalente sistema HVAC	Rangos permitidos	Rangos de descontrol
I_{hvac}	Flujo de aire de impulsión UTA	1,8 [m ³ /s]	-
I_{damp1}	Flujo de aire de entrada al quirófano 1	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	-
I_{damp2}	Flujo de aire de entrada al quirófano 2	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	-
I_{damp3}	Flujo de aire de entrada al quirófano 3	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	-
I_{damp4}	Flujo de aire de entrada al quirófano 4	0,15 [m ³ /s] – 0,45 [m ³ /s]	-
I_{ret_hvac}	Flujo de aire de retorno UTA (bypass)	0 [m ³ /s] – 1,2 [m ³ /s]	-

Nótese que existe una solución alternativa al problema anterior, esto es utilizando cajas VAV provistas de control de presión independiente. Estas cajas son capaces de regular el caudal de una forma similar al caso con bypass en la vía principal, la diferencia recae principalmente en que se necesitará de un ducto adicional por cada zona a climatizar, haciendo el diseño mucho más engorroso y elevado en costos de implementación (ver Fig. 3.9), [10] y [25].

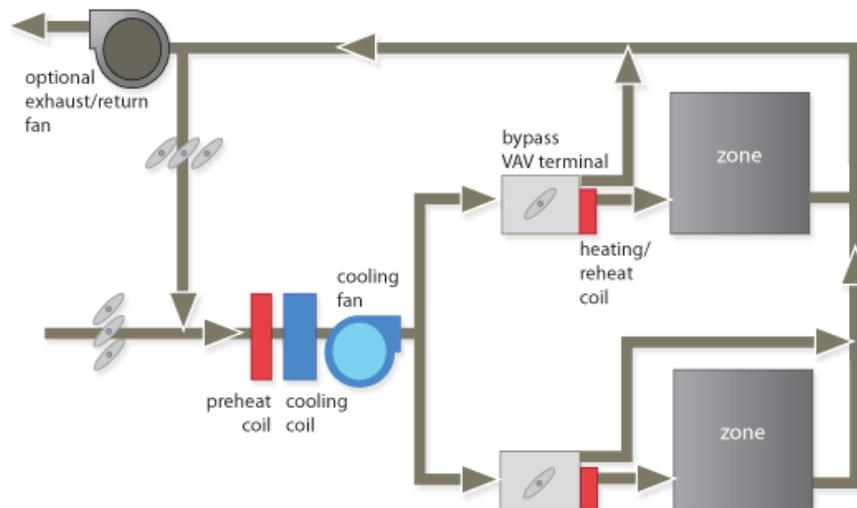


Fig. 3.9 Esquema de climatización mediante sistema VAV con control de presión independiente.

Es importante también considerar que la velocidad del flujo de aire de entrada no sea turbulento o superior a 0,15 [m/s] [8], para facilitar esta condición es indispensable la utilización de difusores de aire tal como se muestra en la Fig. 3.10 [26].



Fig. 3.10 Difusores de aire para climatización de edificios.



Capítulo 4. Definición de modelos para una aplicación específica

4.1. Introducción

Antes de iniciar el análisis matemático de cada uno de los distintos elementos de un sistema HVAC, es necesario estudiar los aspectos claves de ésta rama de la ingeniería, empezando principalmente por las características psicrométricas del aire y sus formas de transferencia de calor. La correcta comprensión del tema ayudará al lector a familiarizarse con las ecuaciones que describen la dinámica relacionada a cada subproceso.

4.1.1 Psicrometría del aire

Es una rama de la fisicoquímica dedicada al estudio de las propiedades del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica en los materiales, además del confort humano o confort higrotérmico. El aire húmedo está constituido principalmente por una mezcla de aire seco y vapor de agua. El cálculo de sus parámetros se puede hacer analíticamente mediante las ecuaciones que los relacionan (valido para simulaciones) o gráficamente mediante diagramas construidos a partir de esas ecuaciones. En la práctica se utiliza más el segundo método, por su rapidez y buena exactitud.

El cálculo psicrométrico y el estudio de las transformaciones del aire son necesarios para su acondicionamiento en diferentes campos, tales como: climatización de locales, ambientes de salas informáticas, salas eléctricas, conservación de alimentos en cámaras, confort humano en edificaciones, entre otros. Es por lo anterior que resulta útil entender correctamente el funcionamiento de cada una de las distintas variables sometidas en el proceso psicrométrico, de esta forma el lector será capaz de comprender con exactitud la estrategia de control establecida en el sistema HVAC [5].

4.1.2 Diagrama psicrométrico

Un “diagrama psicrométrico” o “carta psicrométrica” es un gráfico integrado por una familia de curvas, trazadas a partir de las ecuaciones de estado que relacionan los parámetros que caracterizan la mezcla aire-vapor de agua. Para poder determinar todos los parámetros del aire húmedo, se necesitan conocer previamente, al menos tres de ellos. Con esta condición, resulta complicado representar la resolución de un problema en un gráfico de dos dimensiones.

Para corregir este problema, se fijará una de las variables: “la presión atmosférica”. Esto significa que se requerirá un diagrama distinto para cada localidad, según sea su altitud sobre el nivel del mar.

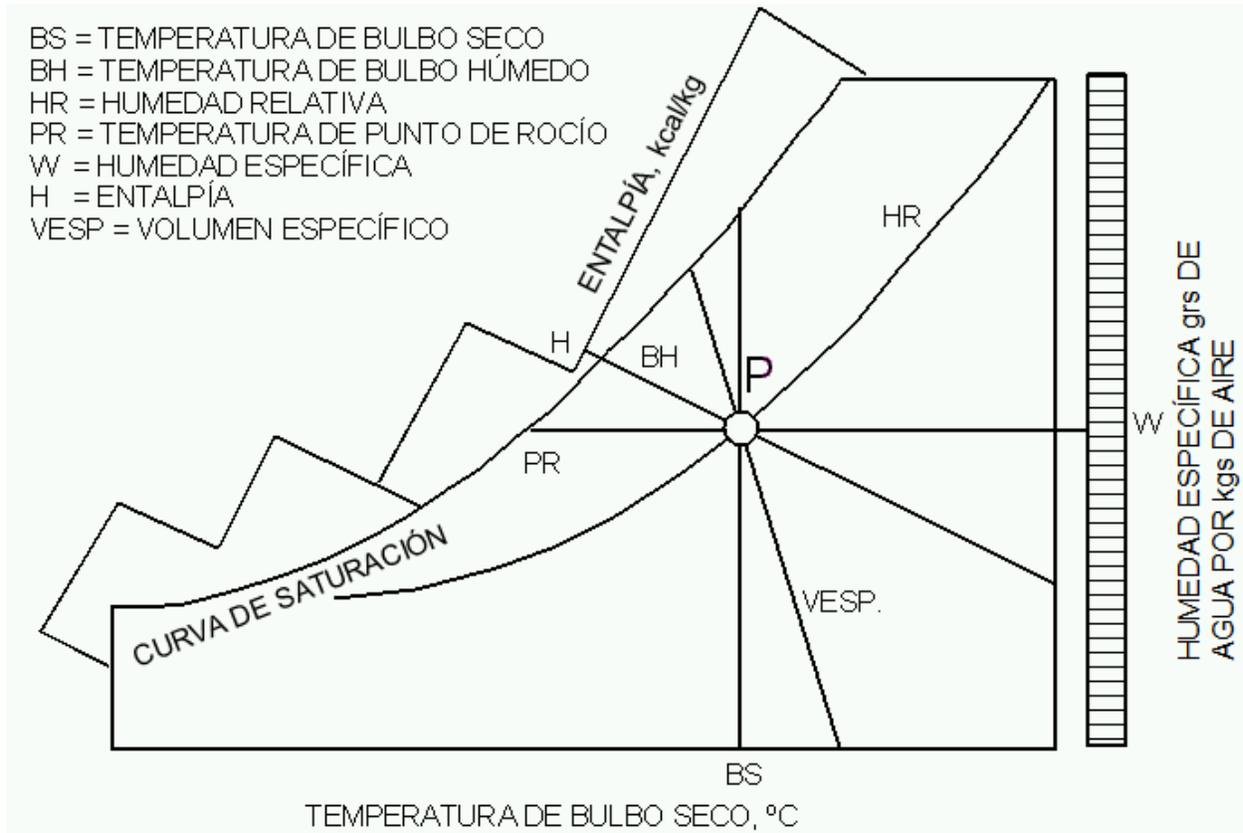


Fig. 4.1 Diagrama psicrométrico conceptual.

En la Fig. 4.1 [27] se puede apreciar el diagrama psicrométrico conceptual del aire, el cual presenta una intersección de siete variables las cuales pueden ser determinadas a partir de solo tres (o dos, recordando que la presión atmosférica se mantiene constante). Las líneas que forman el diagrama psicrométrico son las siguientes:

- **Temperatura de bulbo seco:**

Temperatura medida con un termómetro común en contacto directo con el aire en un punto fijo en el espacio, su unidad es [°C] al igual que todas las demás temperaturas.

- **Temperatura de bulbo húmedo:**

Termómetro de mercurio con bulbo envuelto en un paño de algodón húmedo, se emplea para medir la temperatura húmeda del aire. Este termómetro al ser sometido a una corriente de aire, evapora

el agua con más o menos velocidad dependiendo de la humedad relativa presente en el ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta (debido al calor latente de evaporación del agua).

- **Humedad relativa:**

Relación entre la cantidad de vapor de agua que tiene una masa de aire y la máxima soportada, se mide en porcentaje.

- **Temperatura de punto de rocío:**

Temperatura en el que el vapor de agua presente en el aire comienza a condensarse, produciendo rocío, neblina, o cualquier tipo de nube. En caso de que la temperatura sea lo suficientemente baja, la condensación será del tipo escarcha.

- **Humedad específica:**

Cantidad de masa de vapor de agua presente en una determinada masa de aire húmedo, su unidad es [kg de vapor H₂O/kg de aire húmedo], en algunos casos es utilizado [g de vapor de H₂O/kg de aire húmedo].

- **Entalpía:**

Magnitud termodinámica que representa la cantidad de energía contenida en una sustancia, la variación de esta expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico, es decir, la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno, su unidad es [kJ/kg] o [kcal/kg] de aire seco.

- **Volumen específico:**

Volumen ocupado por unidad de masa de un material. Es el inverso de la densidad, por lo cual no depende de la cantidad de materia. En psicrometría, el volumen específico corresponde a los metros cúbicos de aire húmedo que ocupa un kilogramo de aire seco [m³ de aire húmedo/kg de aire seco].

Para aplicar todo lo anterior, es necesario presentar la carta psicrométrica real (ver Anexo B). Esta al igual que el diagrama psicrométrico conceptual, representa todas las variables de interés para una presión atmosférica constante de 101,326 [kPa] (presión a nivel del mar). Se puede observar que en el eje de las abscisas la temperatura de bulbo seco opera entre -10 a 55 [°C], mientras que en el eje de las ordenadas el contenido de humedad o humedad específica opera entre 0 a 33 [g/kg] de aire seco.

4.2. Modelación dinámica sala crítica

A continuación, mediante los trabajos realizados en [1], [2] y [7], se procederá a citar las ecuaciones y desarrollo de modelos que describen el comportamiento dinámico del aire dentro de una habitación, incluyendo además el comportamiento dinámico dentro de una unidad de tratamiento de aire en función de sus características psicrométricas.

4.2.1 Balance de energía del aire

El balance de energía en esta zona considera las transferencias de calor energético de la habitación. La capacidad calorífica de la masa de aire, está dada por la suma de los flujos de calor entre el aire y los muros, el entregado por la UTA, las infiltraciones de calor en la sala, y lo aportado por las personas y equipos médicos presentes en la zona a climatizar.

Luego, la ecuación que describe la temperatura de la zona está dada por:

$$M_{sala} \cdot cp \cdot \frac{dT_{sala}}{dt} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{HVAC} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_G \quad (4.1)$$

Donde los flujos de calor \dot{Q} están definidos por:

$$\dot{Q}_m = \sum_{mi=1}^m h_{mi} \cdot A_{mi} \cdot (T_{mi} - T_{sala}) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{HVAC} = \dot{m}_{HVAC} \cdot cp \cdot (T_{HVAC} - T_{sala}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m}_{inf} \cdot cp \cdot (T_{inf} - T_{sala}) \quad (4.4)$$

Cabe destacar que la ecuación (4.2) representa la sumatoria de las energías aportadas por los flujos de calor entre el aire y cada uno de los muros de la sala. Sin embargo, la temperatura T_{mi} de los muros varía en forma dinámica, su entalpía asociada está ligada a los materiales que la componen y a sus dimensiones. Acorde a la información anterior, se tiene que la expresión generalizada de la capacidad calórica de los muros está dada por:

$$M_m \cdot c_m \cdot \frac{dT_m}{dt} = h_m \cdot A_m \cdot (T_{sala} - T_m) + \frac{k_m \cdot A_m}{e} (T_{amb} - T_m) \quad (4.5)$$

Donde c_m y k_m son constantes propias del material del muro, la entalpía h_m está dada por las correlaciones de Fisher y Persen para difusores de superficies con flujo laminar. Esto implica que las entalpías asociadas al techo de la sala, el piso y las paredes o muros deben ser calculadas por separado. Luego, las entalpías asociadas corresponden a:

$$h_{piso} = 3,873 + 0,082 \cdot ACH^{0,98} \quad (4.6)$$

$$h_{techo} = 2,234 + 4,099 \cdot ACH^{0,503} \quad (4.7)$$

$$h_{muros} = 1,208 + 1,012 \cdot ACH^{0,604} \quad (4.8)$$



4.2.2 Balance de humedad

Al igual que para el balance de energía del aire, donde se sumaban los flujos térmicos aportados por cada una de las distintas fuentes de calor en función de entalpías, capacidades caloríficas y variaciones de temperatura; el balance de humedad lleva a cabo el mismo procedimiento, del cual se observará que básicamente corresponde a un balance de masas compuesto por diferencias de humedades específicas, lo que se traduce en las siguientes ecuaciones:

$$V_{sala} \cdot \rho_{sala} \cdot \frac{dW_{sala}}{dt} = \dot{M}_{HVAC} + \dot{M}_{inf} + \dot{M}_G \quad (4.9)$$

Considerando las cargas térmicas como:

$$\dot{M}_{HVAC} = \dot{v}_{HVAC} \cdot \rho_a \cdot (W_{HVAC} - W_{sala}) \quad (4.10)$$

$$\dot{M}_{inf} = \dot{v}_{inf} \cdot \rho_a \cdot (W_{inf} - W_{sala}) \quad (4.11)$$

Como se enunció con anterioridad, las ecuaciones dinámicas con respecto a la humedad se basan simplemente en un balance de masa, pues la multiplicación de V_{sala} por la densidad de aire da como resultado M_{sala} (masa de aire total). Este producto, multiplicado por W_{sala} , que representa la relación existente entre la masa de vapor de agua y la masa total, da como resultado la masa de aire húmedo agregado al sistema (por unidad de tiempo). Recordar que para obtener el valor equivalente en humedad relativa es necesario establecer la relación psicrométrica entre la temperatura y la humedad específica.

4.3. Modelación dinámica climatizador

De aquí en adelante las ecuaciones matemáticas corresponderán al balance de energía de la unidad de tratamiento de aire. Cabe recordar que la UTA a utilizar según el diagrama P&ID (ver Fig. 2.7) corresponde a la versión con intercambiador de calor, una caja de mezcla para el aire de retorno proveniente de la UTA, una batería de frío en la primera etapa, una batería de calor en la segunda etapa y un humidificador en la tercera etapa, las baterías de frío y calor realizan transferencia de calor por medio de serpentines en función del agua circulante.

4.3.1 Balance de energía del agua de circulación

Antes de presentar las ecuaciones es necesario establecer los supuestos empleados en el desarrollo de los modelos, los cuales corresponden a:

- Agua incompresible.
- Mezcla ideal de gases para aire y vapor de agua.
- Densidades y calores específicos constantes.
- Conducción insignificante en direcciones de aire y de flujo de agua para ambos fluidos.
- Conducción despreciable para material de aleta y tubo en la dirección del flujo de agua.
- Agua y flujos de aire cuasi-estables.
- Velocidad del aire uniforme en toda la sección transversal del serpentín.
- Almacenamiento de energía insignificante dentro del aire.
- Temperaturas provenientes de chiller y caldera constantes.

Los supuestos mencionados son utilizados por la mayoría de los modelos presentados en la literatura y se han validado indirectamente a través de la comparación de las predicciones del modelo

con medidas para serpentines secos. El casi constante supuesto para el agua y el flujo de aire implica que no hay términos de derivadas en el tiempo ni en el espacio.

Finalmente, el modelo que representa la transferencia de calor del agua en circulación dentro de las baterías de frío o calor a través del respectivo serpentín está dado por:

$$m_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt} + \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_w - T_{w0}) + \frac{1}{R_w} (T_{w0} - T_s) = 0 \quad (4.12)$$

4.3.2 Balance de energía en la superficie del serpentín

Antes de presentar las ecuaciones de balance de energía que se describe en la superficie de los serpentines de frío o calor, es necesario recordar que para el caso de la batería de frío el serpentín podrá tener una superficie seca (en caso de enfriar) o húmeda (en caso de deshumidificar). Es por ello que se debe agregar otra ecuación de balance adicional que relacione la entalpía, esto debido a que en la práctica es difícil mantener la superficie del serpentín seca, por lo tanto se debe considerar el contacto de la masa gaseosa con líquido. Para el caso de la batería de calor solo se requerirá la ecuación de superficie seca.

Luego, las ecuaciones que describen transferencia de temperatura son las siguientes:

Para serpentín con superficie seca:

$$m_s \cdot c_s \cdot \frac{dT_s}{dt} + \frac{1}{R_a} \cdot (T_s - T_{a0}) + \frac{1}{R_w} \cdot (T_s - T_{w0}) = 0 \quad (4.13)$$

Para serpentín con superficie húmeda:

$$m_s \cdot c_s \cdot \frac{dT_{s'}}{dt} + \frac{1}{R_{a'}} \cdot (h_{sat} - h_{a0}) + \frac{1}{R_w} \cdot (T_{s'} - T_{w0}) = 0 \quad (4.14)$$

4.3.3 Temperatura y humedad de salida de aire en estado seco

Para el caso en que el aire tratado no tenga contacto con superficies húmedas o no sea deshumidificado, solo se verá afectada su temperatura manteniendo su humedad constante, luego:

$$T_a = T_{a0} + \varepsilon_a \cdot (T_s - T_{a0}) \quad (4.15)$$

$$W_a = W_{a0} \quad (4.16)$$

4.3.4 Temperatura y humedad de salida de aire en estado húmedo

Caso contrario al anterior, la temperatura y humedad del aire en estado húmedo será tal y como se describe en las siguientes ecuaciones:

$$h_a = h_{a0} + \varepsilon_a^* \cdot (h_{sat} - h_{a0}) \quad (4.17)$$

$$T_a = T_{a0} + \varepsilon_a' \cdot (T_s - T_{a0}) \quad (4.18)$$

$$W_a = f(T_a, h_a) \quad (4.19)$$

En los balances de energía planteados para el sistema climatizador, se observan los parámetros de resistencia a la transferencia de calor R_w , R_a y R_a' , y las eficiencias de transferencia de calor ε_a , ε_a^* y ε_a' . Estos parámetros se encuentran directamente relacionados con los coeficientes calóricos y la geometría del intercambiador de calor.

De esta forma, el coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir de la relación con el número de Nussel:

$$hc = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (4.20)$$

La eficiencia de un intercambiador de calor (ε) son parámetros utilizados ampliamente en modelación, dado que no es necesario conocer la temperatura de entrada y salida de los fluidos:

$$NTU_w = \frac{hc_w \cdot A}{c_w} \quad (4.21)$$

$$\varepsilon_w = 1 - e^{-NTU_w} \quad (4.22)$$

Luego, la resistencia de transferencia de calor puede ser calculada como:

$$R_w = \frac{1}{\varepsilon_w \cdot c_w} \quad (4.23)$$

Para el lado externo, el coeficiente de transferencia de calor para estado seco en las baterías de enfriamiento es determinado utilizando el factor J-Colburn en la correlación de Elmahdy-Mitalas:

$$hc_{dry} = \frac{J \cdot c_{pa} \cdot \rho \cdot v}{P \cdot r^{2/3}} \quad (4.24)$$

$$J = C_1 \cdot Re_a^{C_2} \quad (4.25)$$

Donde las variables C1 y C2 son obtenidas de la correlación de Elmahdy & Biggs, u otra similar, dependiendo de la geometría del intercambiador. Para el estado húmedo, el coeficiente de transferencia de calor externo de un intercambiador de calor se determina mediante:

$$hc_{wet} = C_f \cdot hc_{dry} \quad (4.26)$$

$$NTU_{a_dry} = \eta_{t_dry} \cdot \frac{hc_{dry} Aa}{C_a} \quad (4.27)$$

$$NTU_{a_wet} = \eta_{t_wet} \cdot \frac{hc_{wet} Aa}{C_a} \quad (4.28)$$

$$R_a = \frac{1}{\varepsilon_a \cdot c_a} \quad (4.29)$$

$$R_{a'} = \frac{1}{\varepsilon_{a'} \cdot m_a} \quad (4.30)$$

4.3.5 Caja mezcladora

La caja de mezcla de un sistema HVAC determina la entalpía y humedad de una mezcla ideal de aire o gases como:

$$h_m = \frac{h_1 \cdot m_1 + h_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad (4.31)$$

$$W_m = \frac{W_1 \cdot m_1 + W_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad (4.32)$$

Logrando expresar su valor de temperatura de mezcla tal como se muestra a continuación:

$$T_m = W_m \cdot \frac{T_2 - T_1}{W_2 - W_1} + T_1 - W_1 \cdot \frac{T_2 - T_1}{W_2 - W_1} \quad (4.33)$$

4.3.6 Recuperador de calor

Similar al caso de la caja mezcladora, el intercambiador o recuperador de calor modifica la temperatura presente en el aire pero no la humedad. Para determinar la temperatura entrada o salida del sistema HVAC se considerará un modelo simplificado cuyas entradas son el caudal de aire entrante, el de salida, temperatura ambiente, temperatura del aire extraído y eficiencia. A fin de obtener la temperatura de salida del recuperador de calor, primeramente, se calculan las capacidades caloríficas del aire donde $C_{aire\ entrada}$ corresponde a la capacidad calorífica del aire entrante y $C_{retorno\ salida}$ la capacidad del aire expulsado hacia el exterior, luego:

$$C_{aire\ entrada} = \rho \cdot C_p \cdot V_{aire\ entrada} / 3600 \quad (4.34)$$

$$C_{retorno\ salida} = \rho \cdot C_p \cdot V_{retorno\ salida} / 3600 \quad (4.35)$$

De lo anterior, se obtiene la capacidad mínima de calor entre los dos y se define la máxima transferencia de calor posible en función de la temperatura del aire exterior, entrada y la proveniente de la sala quirúrgica, luego:

$$C_{min} = \min(C_{aire\ entrada}, C_{retorno\ salida}) \quad (4.36)$$

Finalmente, se calcula la temperatura a la salida del intercambiador, dada la eficiencia de este:

$$T_{aire\ salida} = T_{aire\ entrada} + \epsilon \left(\frac{C_{min}}{C_{aire\ entrada}} \cdot (T_{retorno\ entrada} - T_{aire\ entrada}) \right) \quad (4.37)$$

La eficiencia normalmente se obtiene del fabricante, esta depende del tipo de intercambiador de calor utilizado, de las condiciones psicrométricas (temperatura y humedad) del aire exterior y de las condiciones del aire de la zona a climatizar, así como del caudal que circula por él.

4.3.7 Humidificador por vapor

La temperatura y humedad del aire a la salida del humidificador quedan determinados por:

$$T_a = \frac{m_v \cdot c_v \cdot T_v + m_a \cdot cp \cdot T_{a0}}{m_v \cdot c_v + m_a \cdot cp} \quad (4.38)$$

$$W_a = \min \left(W_{sat}, \frac{m_a \cdot W_{a0} + m_v}{m_a} \right) \quad (4.39)$$

En donde la humedad específica no puede superar a la humedad específica de saturación del aire, es por ello que por limitaciones del modelo se debe seleccionar el mínimo en todo momento.



Capítulo 5. Construcción e integración de modelos

5.1. Introducción

Ya teniendo conocimiento acerca del diagrama P&ID y los modelos matemáticos que describen los procesos y subprocessos del sistema, es válido comenzar con la etapa de construcción e integración de modelos a través de la plataforma Matlab Simulink. Cabe destacar que solo se hará mención a cada uno de los bloques indicando su funcionamiento general, la respectiva simulación e implementación se presentará en detalle en el capítulo 8.

5.2. Modelos Matlab/Simulink

Los modelos del proceso HVAC que serán presentados a continuación corresponden a los mismos modelos utilizados en las pruebas FAT, cualquier idealización será mencionada según corresponda.

5.2.1 Zonas a climatizar

Teniendo en cuenta que son cuatro los quirófanos a climatizar, solo se hará presentación del primer quirófano debido a que los cuatro modelos en Simulink son exactamente iguales, solo cambian las variables de perturbación térmica y el volumen de aire variable (ver Fig. 5.1). [1].

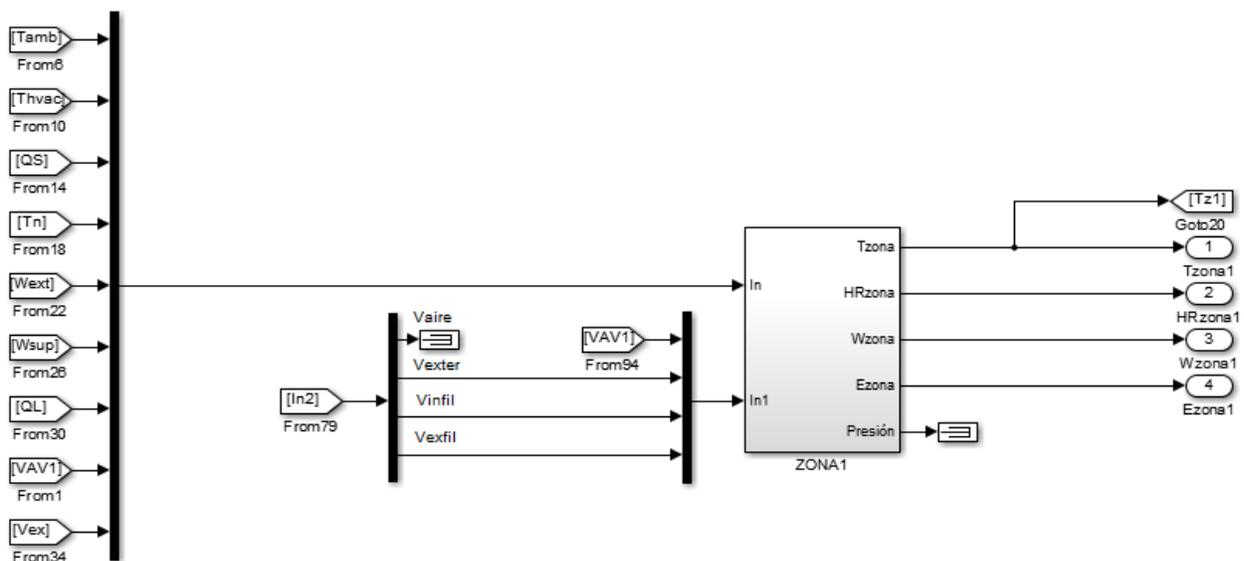


Fig. 5.1 Modelo Simulink – representación de zona a climatizar.

Se puede ver que las variables de entrada corresponden a temperatura externa, temperatura de aire de impulsión de la UTA, calor sensible, temperatura de habitación aledaña, humedad específica externa, humedad específica de aire de impulsión UTA, calor latente, volumen de aire entrante y volumen de aire de infiltración para el modelo de temperatura (In); mientras que para para el modelo de presión (In1) sus entradas son el volumen de aire entrante, volumen de aire de salida, volumen de aire de exfiltración y volumen de aire de infiltración. Por otro lado, las salidas corresponden a la temperatura, humedad relativa, humedad específica, entalpía y presión al interior de la sala. Es importante mencionar que el modelo de presión dentro de los quirófanos no será utilizado.

5.2.2 Unidad manejadora de aire

Para el caso de la unidad manejadora de aire se presenta un modelo que integra las baterías de frío y calor, el humidificador, la caja de mezcla y el recuperador de calor (ver Fig. 5.2)

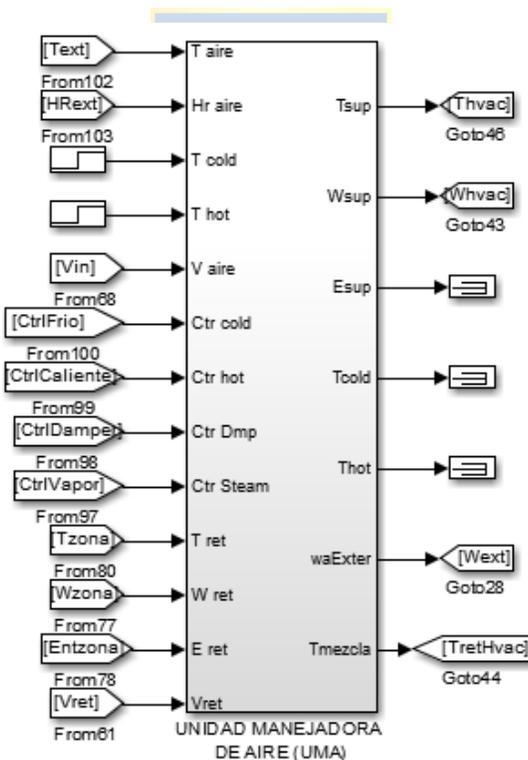


Fig. 5.2 Modelo Simulink – Unidad manejadora de aire.

Para este modelo se observa que las entradas corresponden a temperatura externa, humedad relativa externa, temperatura de agua de enfriamiento (chiller), temperatura de agua de calentamiento (caldera), volumen de aire de ventilador de impulsión, control de válvula de agua fría, control de

válvula de agua caliente, control de d mper para caja de mezcla, control de actuador de humidificador, temperatura de la zona más crítica, humedad específica de la zona más crítica, entalpía promedio de todas las zonas y el volumen de aire de retorno de todas las zonas; mientras que sus salidas corresponden a la temperatura, humedad específica y entalpía del aire de impuls on de la UTA, temperatura final del agua fría, temperatura final del agua caliente, humedad específica exterior y temperatura de mezcla de retorno del bypass de la UTA. Cabe destacar que la temperatura de agua de enfriamiento y temperatura de agua de calentamiento permanecerán siempre constantes.

Por otro lado, para una mejor visualización de los modelos de la caja de mezcla y el intercambiador de calor es que se deja a disposición la Fig. 5.3. Nótese que las entradas al modelo de caja de mezcla corresponden al volumen de aire del ventilador de impuls on, humedad específica y entalpía del aire de retorno, humedad específica y entalpía del aire exterior, y el control del d mper, obteniendo como salidas la temperatura, humedad específica, entalpía y masa del aire mezclado. Por otro lado, para el modelo del intercambiador de calor se observa que sus entradas corresponden a: temperatura del aire externa, temperatura del aire de retorno y volumen de aire del ventilador de impuls on por hora, obteniendo como salida la temperatura del aire a la salida del recuperador.

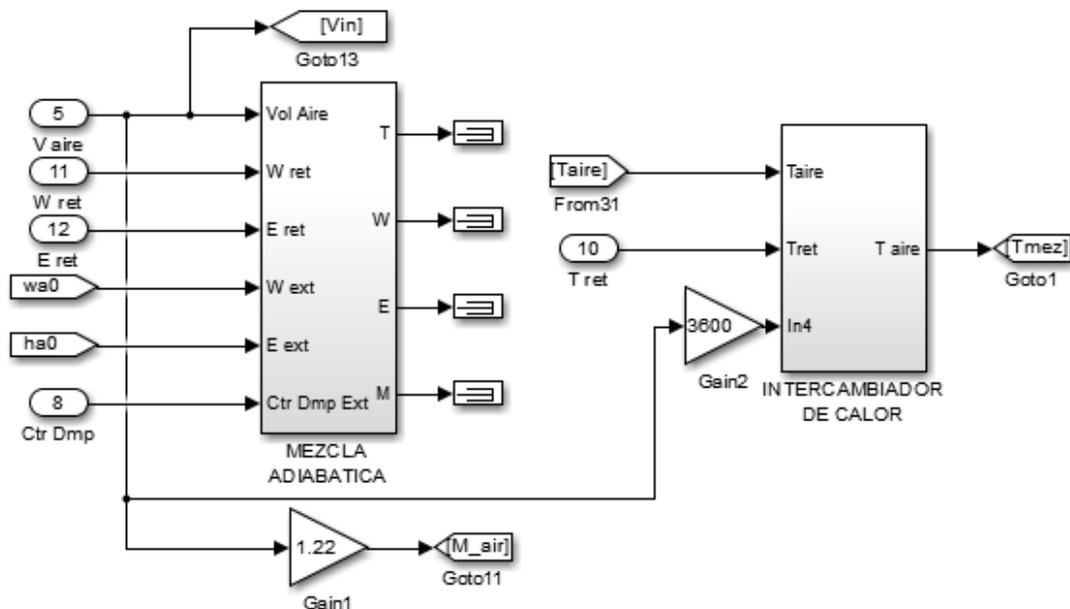


Fig. 5.3 Modelo Simulink – caja mezcladora & recuperador de calor.

5.2.3 Ventilador de impulsión

Para lograr un flujo de aire constante a climatizar es necesaria la existencia de un ventilador de impulsión, en donde se tendrá como entrada la cantidad de renovaciones de aire por hora multiplicado por el número de quirófanos, siendo su salida el caudal de aire necesario en $[m^3/s]$ (ver Fig. 5.4).

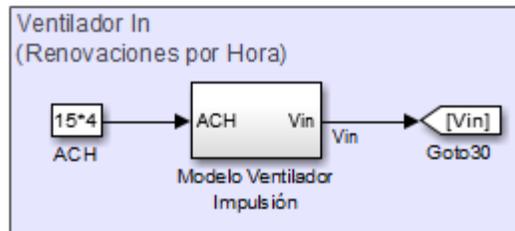


Fig. 5.4 Modelo Simulink – ventilador de impulsión.

5.2.4 Cargas térmicas

Para realizar una correcta simulación es necesario agregar las correspondientes cargas térmicas, para ello se tendrá la opción de agregar un calor sensible y latente en forma de escalón o rampa, los cuales se distribuirán por todas las salas con un determinado retardo para que su aparición sea variable dentro de cada zona (ver Fig. 5.5).

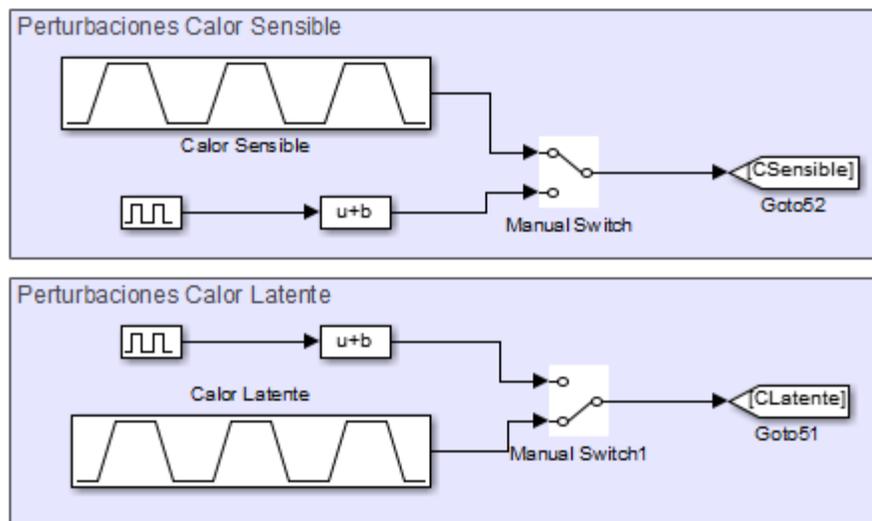


Fig. 5.5 Modelo Simulink – cargas térmicas.

5.2.5 Controlador VAV

Para el caso de los controladores no se hará mucho énfasis debido a que serán explicados de forma detallada en el capítulo 6. Sin embargo, es posible observar que el controlador FLC SISO (uno para cada zona) del dámper se encuentra trabajando a tiempo programado de 50 segundos, es decir, la acción del dámper ocurre aproximadamente cada 1 minuto (ver Fig. 5.6). Por otro lado, se aprecia que el controlador trabaja en función del error y delta error del PV, teniendo como entradas extras los parámetros de sintonización [8].

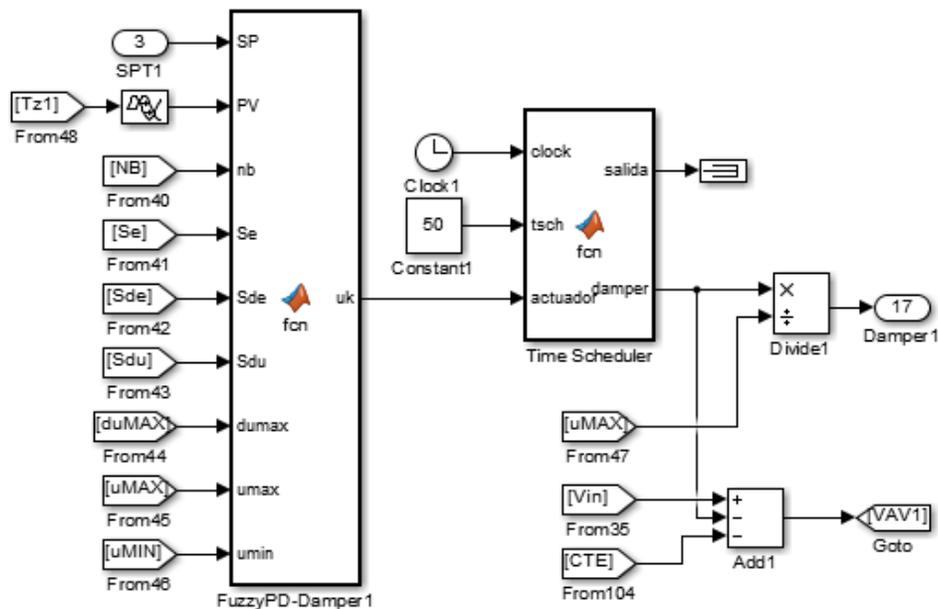


Fig. 5.6 Modelo Simulink – controlador VAV SISO con tiempo programado.

5.2.6 Controlador UTA con y sin estimador de carga

Teniendo en cuenta que existen dos tipos de control para la UTA (uno con estimador de carga térmica y otro sin estimador de carga térmica), es posible integrar ambas estrategias en un solo bloque de subsistema con la opción de seleccionar y/o contrastar ambos controladores (ver Fig. 5.7). Nótese que las entradas al bloque de control además de sus correspondientes Set Points pertenecen a la temperatura y humedad relativa del aire dentro de la zona más crítica y del aire exterior, el volumen de aire de retorno de las cuatro salas, la temperatura y humedad específica del aire de impulsión de la UTA, y el switch seleccionador de control (los parámetros de sintonización se encuentran al interior del subsistema), obteniendo como salida los valores para los actuadores de agua caliente y fría, y humidificador [3].

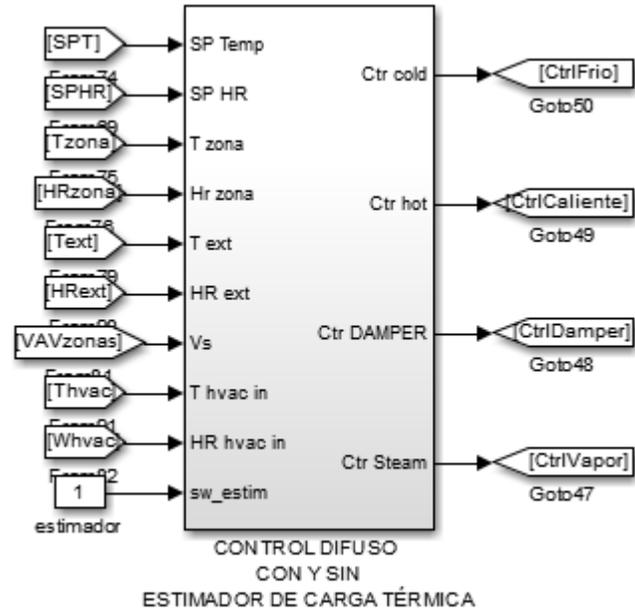


Fig. 5.7 Modelo Simulink – controlador UTA MIMO con y sin estimador de carga térmica.



Capítulo 6. Diseños de estrategias de control con elementos de eficiencia térmica

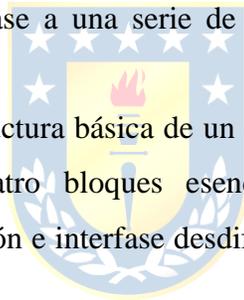
6.1. Introducción

El proceso de control de climatización de quirófanos es complejo, por cuanto las variables a controlar como la temperatura y humedad relativa presentan considerables no linealidades y retardos cambiantes. Los controladores clásicos como lo es el PID no logran controlar por si solo éste fenómeno, ya que requieren de muchas técnicas complementarias para lograr el objetivo deseado, es por ello que se presenta el controlador experto.

6.2. Definición de Control Experto

El sistema de control experto emula el actuar y experiencia de un operador experto en el tema, es decir, simula el comportamiento de un especialista humano a través de un algoritmo de lógica difusa. Este toma las decisiones en base a una serie de reglas programadas, dando énfasis a la optimización del proceso.

La Fig. 6.1 [28] muestra la estructura básica de un controlador lógico difuso, esta estructura básica consta principalmente de cuatro bloques esenciales: interfase fusificadora, base de conocimiento, lógica de toma de decisión e interfase desfusificadora. La función de estos bloques se explica a continuación:



6.2.1 Interfase Difusificadora

Tiene como función medir el valor de las variables de entrada, escalar las variables de entrada dentro del universo de discurso y desarrollar la función difusificadora para convertir un dato de entrada en una variable lingüística, la que es vista como un nivel del conjunto difuso.

6.2.2 Base de Conocimiento

Consiste de una base de datos y una base de reglas de control lingüísticas (difusas). La base de datos provee las definiciones necesarias, que son usadas para definir las reglas de control lingüístico y la manipulación de los datos difusos en un FLC (fuzzy logic controller).

La base de reglas caracteriza el objetivo de control y el curso de éste en el dominio experto a través de un conjunto de reglas de control lingüísticas.

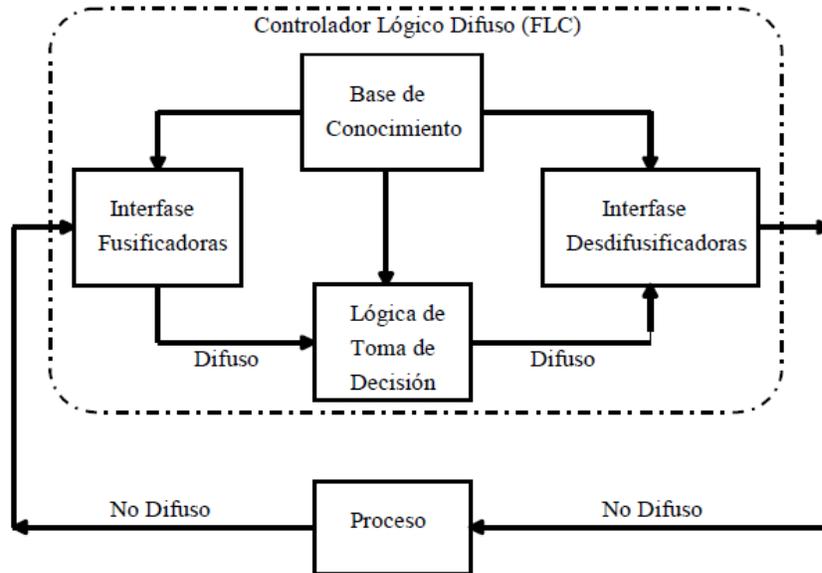


Fig. 6.1 Estructura básica de un controlador lógico difuso.

6.2.3 Lógica de toma de Decisión

Es el núcleo o kernel de un controlador lógico difuso y tiene la capacidad de simular el comportamiento de toma de decisión humana basado en conceptos difusos. Además, puede inferir acciones de control difuso utilizando implicaciones difusas.

6.2.4 Interfase Desdifusificadora

Sus funciones son convertir las variables difusas en un valor real y escalar las variables de salida dentro del universo de discurso. Uno de los métodos más utilizados es el método del centroide (ver Fig. 6.2), el cual se encarga de buscar el centro de gravedad del área correspondiente a fusificación y convertirla en una variable no difusa con su respectivo escalamiento.

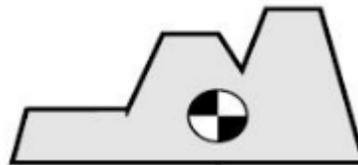


Fig. 6.2 Centro de gravedad para la desfusificación.

6.3. Control Experto sin Estimador de Carga Térmica

Una vez definido todos los conceptos relacionados al control experto es posible dar paso al diseño del mismo. Cabe destacar que se presentarán dos tipos de controladores difusos, siendo el primero un controlador sin estimador de carga y el segundo un controlador con estimador de carga.

A continuación se presenta la etapa de fusificadora del controlador experto sin estimador de carga.

6.3.1 Fusificación

Como bien se menciona en [3], una fusificación recomendada para el error y Δ error de temperatura y humedad relativa, contemplando su modo negativo y positivo, es como se presenta a continuación (ver Fig. 6.3 y 6.4).

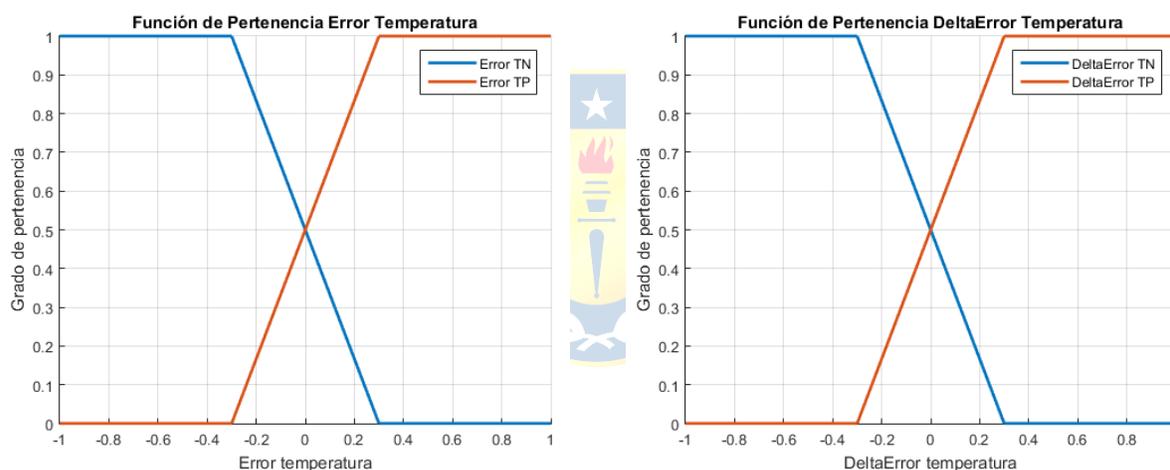


Fig. 6.3 Fusificación del error y delta error de temperatura.

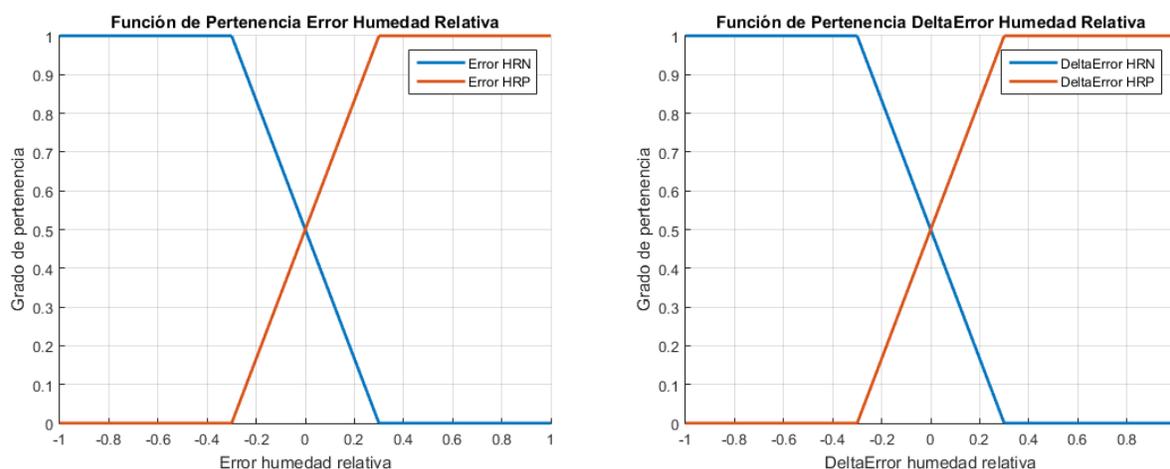


Fig. 6.4 Fusificación del error y delta error de humedad relativa.

6.3.2 Motor de inferencia y Conjunto de Reglas

Teniendo en cuenta las funciones de pertenencias para el error y Δ error de temperatura y humedad relativa, es posible crear un conjunto de 16 reglas las cuáles se encargarán de hacer la toma de decisiones mediante un conjunto difuso, considerando una determinada acción según sea el caso (P: Positivo; N: Negativo; Z: Mantener), ver Tabla 6.1.

Tabla 6.1 16 reglas del controlador difuso sin estimador de carga térmica.

N°	Zona				Frio (<i>Duf</i>)		Calor (<i>Duc</i>)	Humedecer (<i>Duv</i>)
	e_{kT}	Δe_{kT}	e_{kHR}	Δe_{kHR}	Frio (<i>Duf</i>)	Secar (<i>Dud</i>)		
1	P	P	P	P	N	N	P	P
2	P	P	P	N	N	Z	P	Z
3	P	P	N	P	N	Z	P	Z
4	P	P	N	N	N	P	P	N
5	P	N	P	P	Z	N	Z	P
6	P	N	P	N	Z	Z	Z	Z
7	P	N	N	P	Z	Z	Z	Z
8	P	N	N	N	Z	P	Z	N
9	N	P	P	P	Z	N	Z	P
10	N	P	P	N	Z	Z	Z	Z
11	N	P	N	P	Z	Z	Z	Z
12	N	P	N	N	Z	P	Z	N
13	N	N	P	P	P	N	N	P
14	N	N	P	N	P	Z	N	Z
15	N	N	N	P	P	Z	N	Z
16	N	N	N	N	P	P	N	N

Para dejar en claro el accionar del motor de inferencia junto a su conjunto de reglas, se deja a disposición dos ejemplos los cuales explicarán la lógica del sistema de reglas, apuntando específicamente los casos 1 y 8 del conjunto total (recordar que $e_{kT}=SP_T-T_k$ y $\Delta e_{kT}=T_{k-1}-T_k$, ídem para la humedad).

▪ Ejemplo caso 1:

Corresponde cuando el error de temperatura es positivo, Δ error de temperatura es positivo, error de humedad relativa es positivo y Δ error de humedad relativa es positivo (ver Fig. 6.5).

Para lograr controlar esta situación es necesario disminuir el uso de la batería de frío (sea para enfriar o secar) y aumentar el uso de la batería de calor, luego se requerirá aumentar el uso del humidificador para agregar humedad al aire, de esta manera la situación podrá solucionarse.



Fig. 6.5 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto sin estimador de carga térmica.

▪ **Ejemplo caso 8:**

Corresponde cuando el error de temperatura es positivo, Δ error de temperatura es negativo, error de humedad relativa es negativo y Δ error de humedad relativa es negativo (ver Fig. 6.6).

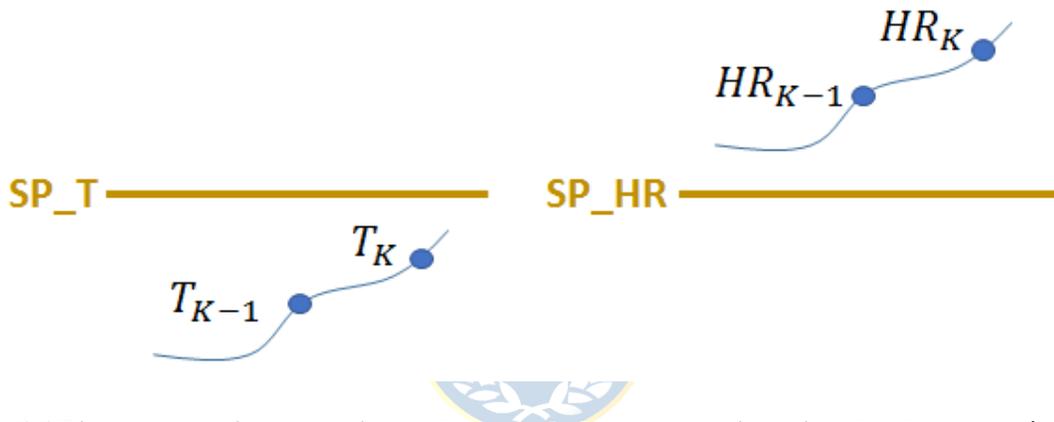


Fig. 6.6 Ejemplo caso 8 para accionar de controlador experto sin estimador de carga térmica.

Para lograr controlar esta situación es necesario mantener el uso de la batería de frío para enfriar, aumentar el uso de la batería de frío para secar y mantener el uso de la batería de calor para temperar, luego se requerirá disminuir el uso del humidificador para no agregar más humedad al aire, de esta manera la situación podrá solucionarse. Cabe destacar que entre la acción de enfriar y secar dominará la que sea mayor en magnitud.

6.3.3 Desfusificación

Como bien puede observarse en la Tabla 6.1, las posibles acciones de desfusificación para el o los actuadores corresponden a mantener, aumentar o disminuir el valor de acción anterior. Por otro lado, para completar este proceso es necesario definir un tipo de desfusificación. La literatura recomienda el método de centroide con función de pertenencia o membresía del tipo singleton, esto debido a su facilidad de implementar en equipos como PLC (ver Fig. 6.7).

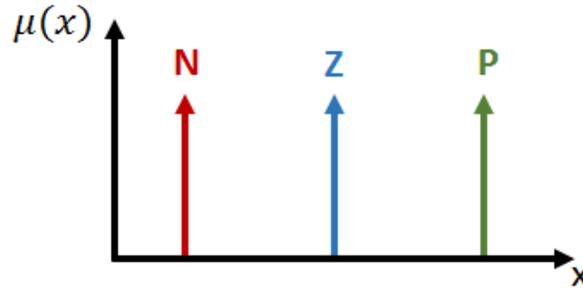


Fig. 6.7 Defusificación tipo singleton de 3 variables.

De este modo, el centroide recorrerá el eje x dentro de los valores N y P según sea el grado de pertenencia que tenga cada acción de control dentro del conjunto difuso, determinando así un valor numérico real no difuso para cada uno de los actuadores pertenecientes a la estrategia de control.

Para determinar el valor numérico no difuso a través del método del centroide se tiene la siguiente ecuación:

$$Du = \frac{\sum_{j=1}^n \mu_c(Z_j) Z_j}{\sum_{j=1}^n \mu_c(Z_j)} \quad (5.1)$$

Donde $\mu_c(Z_j)$ es el valor obtenido mediante el mecanismo de inferencia para cada acción de control y Z_j es el valor asociado a la acción de control $\{-1, 0, 1\}$.

6.4. Control Experto con Estimador de Carga Térmica

Tal y como fue mencionado en el capítulo 3, el estimador de carga térmica permite que el controlador aproveche las condiciones climáticas externas para climatizar cada una de las distintas zonas, pero surge una interrogante al momento de pensar en cómo es posible determinar cada uno de esos valores en función de todas las variables en juego, para ello es que se debe tener un claro conocimiento de las ecuaciones presentadas en el capítulo 4, ya que serán de gran utilidad para describir las ecuaciones del observador. [3].

Recordar que en la actualidad no existen sensores que midan la magnitud de las distintas cargas térmicas, es por ello que el estimador de carga térmica toma gran relevancia en este tipo de problemas. El uso del estimador de carga térmica por medio de balances de energía permite calcular la carga térmica total actual dentro de los cuatro quirófanos a climatizar (calor sensible y calor latente), obteniendo a través de este la condición necesaria para lograr mantener las variables en el Set Point

correspondiente, es decir, el estimador de carga térmica indica la temperatura y humedad relativa que debe existir en el exterior para poder ser aprovechada por el sistema, disminuyendo el uso de los actuadores y por ende lograr una eficiencia térmica.

6.4.1 Estimación Calor Sensible

Tal como se menciona en el párrafo anterior, una vez que se pueda determinar de forma indirecta el valor de la carga térmica sensible total, será posible establecer el valor de la temperatura a la salida del intercambiador de calor, que en teoría, sería necesaria para poder controlar la temperatura de la zona más crítica sin el uso de la UTA. Una vez determinado dicho valor, mediante la ecuación de eficiencia del recuperador de calor es que se podrá conocer el valor de temperatura de aire externa que se necesitaría para cumplir el mismo control, logrando percibir si la temperatura externa real está sobre o bajo el valor de temperatura deseado. Lo anterior ayudará a la eficiencia energética de la UTA, reduciendo el uso de sus actuadores aprovechando de este modo las condiciones externas.

Siguiendo la idea anterior, para poder determinar el valor referente al calor sensible total dentro de cada una de las zonas a climatizar, es necesario recordar la ecuación (4.1) la cual puede ser redefinida por las ecuaciones (4.2), (4.3) y (4.4) como la ecuación (5.2). Nótese que dicha ecuación es indispensable para origen del observador.

$$\frac{M_{sala}cp(T_{sala_f} - T_{sala_a})}{T_0} = \sum_{mi=1}^m h_{mi} \cdot A_{mi} \cdot (T_{mi} - T_{sala}) + \dot{m}_{HVAC} \cdot cp \cdot (T_{HVAC} - T_{sala}) + \dot{m}_{inf} \cdot cp \cdot (T_{inf} - T_{sala}) + \dot{Q}_G \quad (5.2)$$

Recordar que la ecuación (5.2) también puede ser expresado como:

$$\frac{M_{sala}cp(T_{sala_f} - T_{sala_a})}{T_0} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{HVAC} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_G \quad (5.3)$$

En donde:

- $\frac{M_{sala}cp(T_{sala_f} - T_{sala_a})}{T_0}$: Capacidad térmica de la masa de aire de la sala
- $\dot{Q}_m = \sum_{mi=1}^m h_{mi} \cdot A_{mi} \cdot (T_{mi} - T_{sala})$: Flujo de calor convectivo entre el movimiento del aire con la superficie de los muros, pudiendo incluir techo y piso.

- $\dot{Q}_{HVAC} = \dot{m}_{HVAC} \cdot cp \cdot (T_{HVAC} - T_{sala})$: Flujo de calor dado por el aire de impulsión del sistema HVAC.
- $\dot{Q}_{inf} = \dot{m}_{inf} \cdot cp \cdot (T_{inf} - T_{sala})$: Flujo de calor dado por las infiltraciones en la sala.
- \dot{Q}_G : Cantidad de calor aportado por equipos y personas.

Luego, se define la carga térmica de la sala como la suma entre la cantidad de calor aportado por la adición de los flujos de calor entre el aire y los muros, lo aportado por las personas y equipos, y las infiltraciones de calor en la sala (ver ecuación 5.4):

$$\dot{Q}_{load} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_G \quad (5.4)$$

Por lo tanto, la ecuación (5.2) queda como:

$$\frac{M_{sala} cp (T_{sala_f} - T_{sala_a})}{T_0} = \dot{Q}_{HVAC} + \dot{Q}_{load} \quad (5.5)$$

Como se desea obtener la carga térmica sensible total dentro de las salas se despeja \dot{Q}_{load} de la ecuación (5.5), obteniendo:

$$\dot{Q}_{load} = \frac{\rho V_{sala} cp (T_{sala_f} - T_{sala_a})}{T_0} - \dot{Q}_{HVAC} \quad (5.6)$$

Finalmente, se redefine: $T_{sala_a} = T_{sala_f}$ para efectos de actualización.

6.4.2 Estimación Calor Latente

Para el caso de la estimación de calor latente, el proceso es análogo, utilizando la ecuación de balance de humedad, considera los aportes por el sistema de climatización, infiltración de aire y las ganancias dadas por las personas en la respiración y evaporación. El balance de humedad corresponde a la ecuación (5.7):

$$\frac{V_{sala} \rho_{sala} (W_{sala_f} - W_{sala_a})}{T_0} = \dot{v}_{HVAC} \rho_{sala} (W_{HVAC} - W_{sala}) + \dot{v}_{inf} \rho_{sala} (W_{inf} - W_{sala}) + \dot{M}_G \quad (5.7)$$

Agrupando los términos, se tiene:

$$\frac{V_{sala}\rho_{sala}(W_{sala_f} - W_{sala_a})}{T_0} = \dot{M}_{HVAC} + \dot{M}_{inf} + \dot{M}_G \quad (5.8)$$

Luego, se expresa la carga térmica latente como:

$$M_{load} = M_G + M_{inf} \quad (5.9)$$

Reemplazando en la ecuación (5.7):

$$\frac{V_{sala}\rho_{sala}(W_{sala_f} - W_{sala_a})}{T_0} = \dot{M}_{HVAC} + \dot{M}_{load} \quad (5.10)$$

Como se desea obtener la carga térmica latente total dentro de las salas se despeja M_{load} de la ecuación (5.10), obteniendo:

$$\dot{M}_{load} = \frac{V_{sala}\rho_{sala}(W_{sala_f} - W_{sala_a})}{T_0} - \dot{M}_{HVAC} \quad (5.11)$$

Finalmente, se redefine: $W_{sala_a} = W_{sala_f}$ para efectos de actualización.

6.4.3 Cálculo de Set Points Variables

Se procede a obtener los puntos de referencia variables de temperatura y humedad relativa exterior para ser ingresados al controlador experto, las cuales son necesarias para lograr mantener las variables en el set point correspondiente y ser aprovechadas por el sistema, disminuyendo el consumo energético.

Para el caso de la temperatura exterior, se realiza la suposición de que la carga actual será equivalente a la existente en el siguiente instante de tiempo (para actualizar las variables):

$$Q_{load_a} \approx Q_{load_f} \quad (5.12)$$

Luego, se predice el valor de temperatura requerida a la salida del intercambiador de calor (sin el actuar de la UTA) para poder llevar la temperatura de la zona más crítica al valor requerido (ver ecuación 5.13).

$$\frac{\rho V_{sala} cp (T_{sp} - T_{sala_a})}{T_0} = m_{sala} cp (T_{int_est} - T_{sala}) + Q_{load} \quad (5.13)$$

Luego, se despeja el valor de temperatura de la salida del intercambiador T_{int_est} , obteniendo:

$$T_{int_est} = V_{sala} \cdot \frac{T_{sp} - T_{sala_a}}{(T_0 \cdot v_{HVAC})} - \frac{Q_{load}}{(cp \cdot v_{HVAC} \cdot \rho)} + T_{sala_a} \quad (5.14)$$

Teniendo dicho valor se puede obtener la temperatura exterior necesaria para lograr cumplir con la señal de referencia. A partir de la ecuación de eficiencia de un recuperador de calor de flujo cruzado es posible despejar la temperatura exterior (ver ecuación 5.15).

$$\epsilon = \frac{T_{aire_salida} - T_{aire_entrada}}{T_{retorno_entrada} - T_{aire_entrada}} \quad (5.15)$$



Lo cual se traduce a:

$$\epsilon = \frac{T_{int_est} - T_{ext}}{T_{sala} - T_{ext}} \quad (5.16)$$

Luego, despejando T_{ext_est} se tiene:

$$T_{ext_est} = \frac{T_{int_est} - T_{sala} \cdot \epsilon}{1 - \epsilon} \quad (5.17)$$

De la ecuación (5.17) se muestra que el set point variable de temperatura externa está determinado por la temperatura a la salida del recuperador de calor, el cual depende a la vez del set point de temperatura promedio de todas las salas y la carga térmica estimada sensible total de todas las salas.

Para el caso de la humedad relativa, se realiza la suposición de que:

$$M_{load_a} \approx M_{load_f} \quad (5.18)$$

En este caso se trabaja con la humedad específica para utilizar los balances de humedad, por lo que es necesario transformar en el controlador todas las mediciones y variables, de humedad relativa a humedad específica, por lo tanto, se predice el valor de humedad específica requerido a la salida del intercambiador de calor, para poder llevar la humedad específica de la zona más crítica al valor requerido, para ello por medio de la ecuación 5.19 se tiene que:

$$\frac{V_{sala} \rho_{sala} (W_{sala_f} - W_{sala_a})}{T_0} = v_{HVAC} \rho_{sala} (W_{int_est} - W_{sala}) + M_{load} \quad (5.19)$$

Luego se despeja W_{int_est} obteniéndose la siguiente ecuación:

$$W_{int_est} = \frac{V_{sala} (W_{sp} - W_{sala_a})}{T_0 \cdot v_{HVAC}} - \frac{M_{load}}{v_{HVAC} \cdot \rho_{sala}} + W_{sala_a} \quad (5.20)$$

Siendo finalmente la humedad específica a la salida del intercambiador la humedad específica exterior requerida para climatizar las zonas (recordar que el intercambiador de calor no modifica la humedad presente en el aire).

Análogamente al set point de temperatura exterior, la ecuación (5.20) muestra como el set point variable de humedad exterior está determinado por la humedad específica a la salida del recuperador de calor, el cual depende del set point de humedad específica promedio y la carga térmica latente total de las cuatro salas a climatizar.

Finalmente, la humedad relativa se obtiene por medio de una relación psicrométrica entre la temperatura exterior obtenida en la ecuación (5.17) y la humedad específica obtenida en la ecuación (5.20) (ver ecuación 5.21).

$$HR_{int_est} = f(T_{ext_est}, W_{int_est}) \quad (5.21)$$

6.4.4 Fusificación

Siguiendo la lógica de la sección 6.3.1, la fusificación propuesta para este tipo controlador seguirá siendo en base al error y Δ error (alto y bajo) de temperatura y humedad relativa correspondiente a la zona más crítica. Se debe tener en cuenta que estas variables serán combinadas con la fusificación de los SP variables de temperatura y humedad relativa externa, esto con el fin de producir una mejora en la eficiencia energética total del sistema HVAC.

Cabe destacar que las referencias de temperatura y humedad relativa externa podrán variar a conveniencia según lo indiquen las ecuaciones que describen su comportamiento. Estas variaciones serán las encargadas de modificar cada una de las distintas funciones de membresía dependiendo el caso. Lo anterior provocará un desplazamiento en el origen de las funciones de membresía entre los extremos positivo y negativo plenamente determinados, otorgando así un distinto grado de pertenencia a las variables externas de temperatura y humedad relativa reales (ver Fig. 6.8 y 6.9).

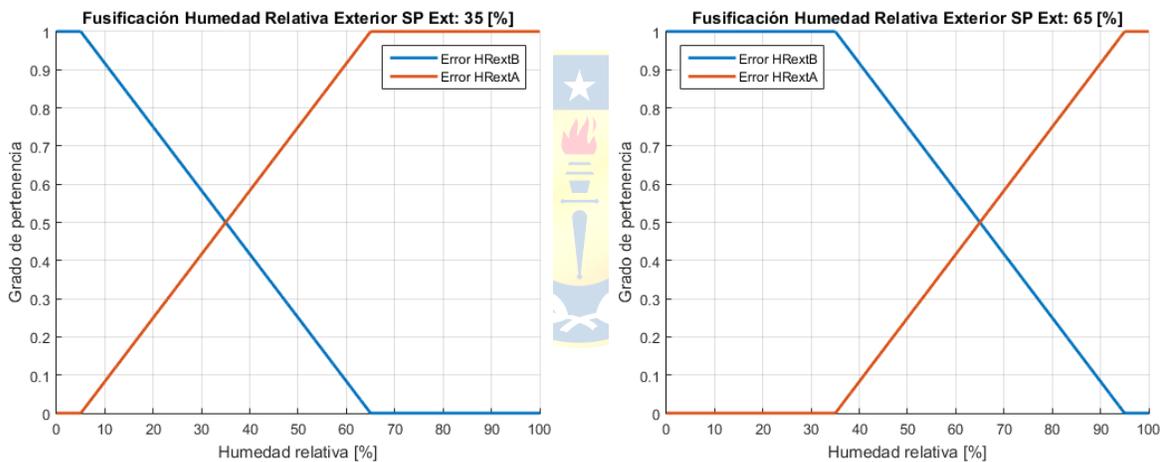


Fig. 6.8 Función de pertenencia para humedad relativa exterior.

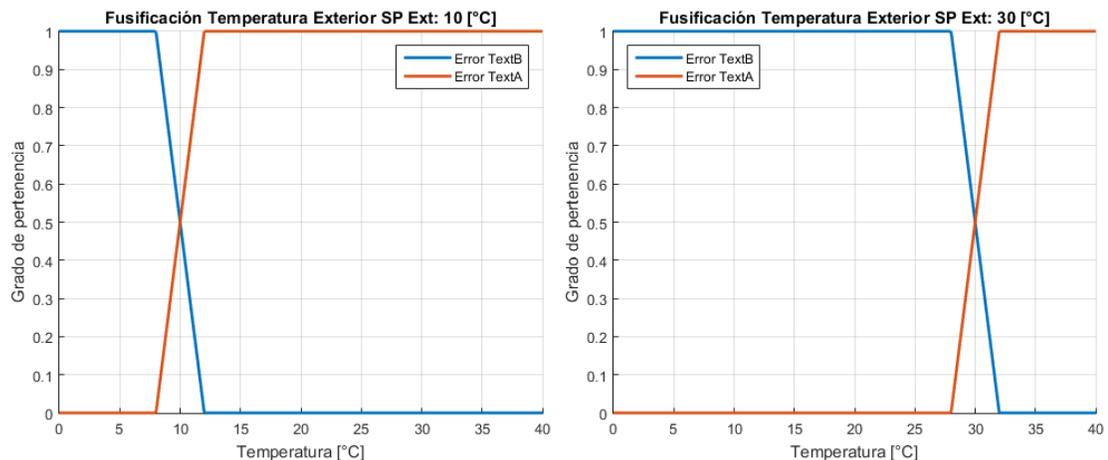


Fig. 6.9 Función de pertenencia para temperatura exterior.

6.4.5 Motor de Inferencia y Conjunto de Reglas

Siguiendo la estructura de reglas de la sección 6.3.2 es posible presentar la Tabla 6.2 la cual añade como entradas adicionales las condiciones climáticas externas, dando origen a cinco posibles acciones de control las que se diferencian del controlador anterior. Las acciones corresponden a: MN (muy negativo), N (negativo), Z (Mantener), P (positivo) y MP (muy positivo).

Tabla 6.2 Primeras 32 reglas del controlador difuso con estimador de carga térmica.

N°	Zona				Exterior		Frio (<i>Duf</i>)		Calor (<i>Duc</i>)	Humedecer (<i>Duv</i>)
	e_{kT}	Δe_{kT}	e_{kHR}	Δe_{kHR}	T_{Ext}	HR_{Ext}	Frio (<i>Duf</i>)	Secar (<i>Dud</i>)		
1	N	N	N	N	B	B	P	P	MN	MN
2	N	N	N	N	B	A	P	MP	MN	MN
3	N	N	N	N	A	B	MP	P	MN	MN
4	N	N	N	N	A	A	MP	MP	MN	MN
5	N	N	N	P	B	B	P	N	MN	MN
6	N	N	N	P	B	A	P	Z	MN	MN
7	N	N	N	P	A	B	MP	N	MN	MN
8	N	N	N	P	A	A	MP	Z	MN	MN
9	N	N	P	N	B	B	P	MN	MN	Z
10	N	N	P	N	B	A	P	MN	MN	N
11	N	N	P	N	A	B	MP	MN	MN	Z
12	N	N	P	N	A	A	MP	MN	MN	N
13	N	N	P	P	B	B	P	MN	MN	MP
14	N	N	P	P	B	A	P	MN	MN	P
15	N	N	P	P	A	B	MP	MN	MN	MP
16	N	N	P	P	A	A	MP	MN	MN	P
17	N	P	N	N	B	B	N	P	MN	MN
18	N	P	N	N	B	A	MP	MP	MN	MN
19	N	P	N	N	A	B	Z	P	MN	MN
20	N	P	N	N	A	A	P	MP	MN	MN
21	N	P	N	P	B	B	N	N	MN	MN
22	N	P	N	P	B	A	N	Z	MN	MN
23	N	P	N	P	A	B	Z	N	MN	MN
24	N	P	N	P	A	A	Z	Z	MN	MN
25	N	P	P	N	B	B	N	MN	MN	Z
26	N	P	P	N	B	A	N	MN	MN	N
27	N	P	P	N	A	B	Z	MN	MN	Z
28	N	P	P	N	A	A	Z	MN	MN	N
29	N	P	P	P	B	B	N	MN	MN	MP
30	N	P	P	P	B	A	N	MN	MN	P
31	N	P	P	P	A	B	Z	MN	MN	MP
32	N	P	P	P	A	A	Z	MN	MN	P

Tabla 6.3 Segundas 32 reglas del controlador difuso con estimador de carga térmica.

N°	Zona				Exterior		Frio (<i>Duf</i>)		Calor (<i>Duc</i>)	Humedecer (<i>Duv</i>)
	e_{kT}	Δe_{kT}	e_{kHR}	Δe_{kHR}	T_{Ext}	HR_{Ext}	Frio (<i>Duf</i>)	Secar (<i>Dud</i>)		
33	P	N	N	N	B	B	MN	P	Z	MN
34	P	N	N	N	B	A	MP	MP	Z	MN
35	P	N	N	N	A	B	MN	P	N	MN
36	P	N	N	N	A	A	MP	MP	N	MN
37	P	N	N	P	B	B	MN	N	Z	MN
38	P	N	N	P	B	A	MN	Z	Z	MN
39	P	N	N	P	A	B	MN	N	N	MN
40	P	N	N	P	A	A	MN	Z	N	MN
41	P	N	P	N	B	B	MN	MN	Z	Z
42	P	N	P	N	B	A	MN	MN	Z	N
43	P	N	P	N	A	B	MN	MN	N	Z
44	P	N	P	N	A	A	MN	MN	N	N
45	P	N	P	P	B	B	MN	MN	Z	MP
46	P	N	P	P	B	A	MN	MN	Z	P
47	P	N	P	P	A	B	MN	MN	N	MP
48	P	N	P	P	A	A	MN	MN	N	P
49	P	P	N	N	B	B	MN	P	MP	MN
50	P	P	N	N	B	A	MP	MP	MP	MN
51	P	P	N	N	A	B	MN	P	P	MN
52	P	P	N	N	A	A	MP	MP	P	MN
53	P	P	N	P	B	B	MN	N	MP	MN
54	P	P	N	P	B	A	MN	Z	MP	MN
55	P	P	N	P	A	B	MN	N	P	MN
56	P	P	N	P	A	A	MN	Z	P	MN
57	P	P	P	N	B	B	MN	MN	MP	Z
58	P	P	P	N	B	A	MN	MN	MP	N
59	P	P	P	N	A	B	MN	MN	P	Z
60	P	P	P	N	A	A	MN	MN	P	N
61	P	P	P	P	B	B	MN	MN	MP	MP
62	P	P	P	P	B	A	MN	MN	MP	P
63	P	P	P	P	A	B	MN	MN	P	MP
64	P	P	P	P	A	A	MN	MN	P	P

Para una mejor comprensión del conjunto de reglas del controlador difuso con estimador de carga térmica se dejará a disposición un ejemplo con el mismo análisis visto en la sección 6.3.2, el cual se verá a continuación.

▪ **Ejemplo caso 1**

Corresponde cuando el error de temperatura es negativo, Δ error de temperatura es negativo, error de humedad relativa es negativo, Δ error de humedad relativa es negativo, temperatura externa es baja y humedad relativa externa es baja (ver Fig. 6.10).

Para lograr controlar esta situación es necesario aumentar al máximo el uso de la batería de frío (sea para enfriar o secar) y disminuir al máximo el uso de la batería de calor, luego se requerirá disminuir al máximo el uso del humidificador para no agregar humedad al aire, de esta manera la situación podrá solucionarse. Sin embargo, al considerar las condiciones climáticas externas del aire es posible reducir el uso de los actuadores de la unidad de tratamiento de aire. Para este caso, si la temperatura externa está bajo la referencia ideal quiere decir que es posible regular la temperatura de la zona más crítica reduciendo el uso de la batería de frío de la UTA aprovechando que el aire de entrada viene a baja temperatura, lo mismo pasa para el caso de la humedad relativa. Como la humedad relativa del aire externo es baja, es posible reducir el uso de la batería de frío para el proceso de deshumidificación aprovechando que el aire de entrada viene con bajo porcentaje de humedad, de esta forma es posible controlar el clima de las salas reduciendo el uso de actuadores. Por lo tanto, para lograr controlar esta situación es necesario aumentar (no al máximo) el uso de la batería de frío (sea para enfriar o secar) y disminuir al máximo el uso de la batería de calor, luego se requerirá disminuir al máximo el uso del humidificador para no agregar más humedad al aire.

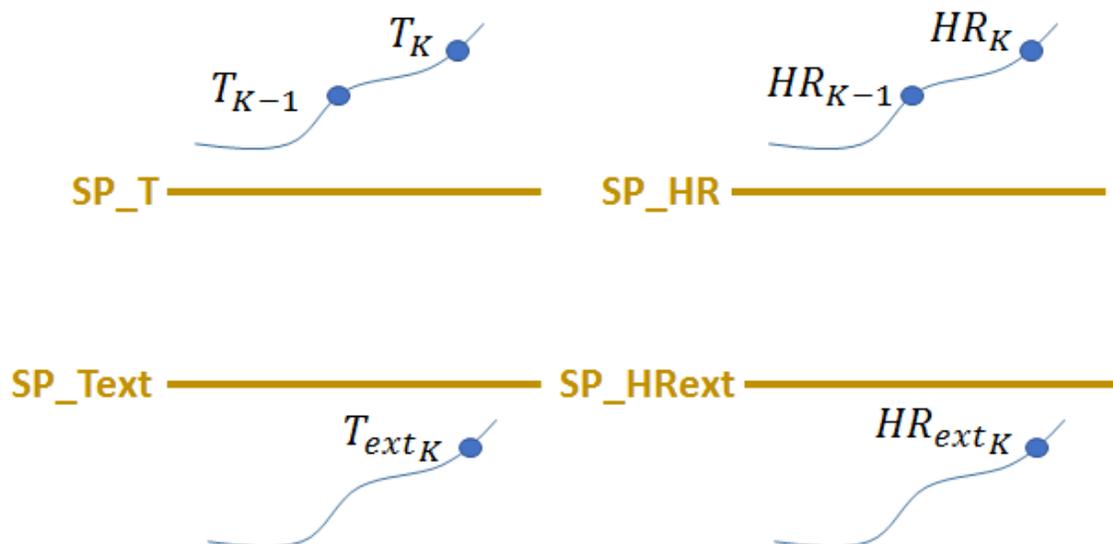


Fig. 6.10 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto con estimador de carga térmica.

6.4.6 Desfusificación

La desfusificación para este controlador será la misma que se implementó en la sección 6.3.3 que corresponde al método del centroide con función de pertenencia del tipo singleton. Sin embargo, la principal diferencia que existe entre ambos controladores es que para este caso la desfusificación tendrá cinco funciones de pertenencia en su salida y no tres (ver Fig. 6.11), donde los valores asociados a cada acción de control estarán determinados por $\{-1, -0.5, 0, 0.5, 1\}$.

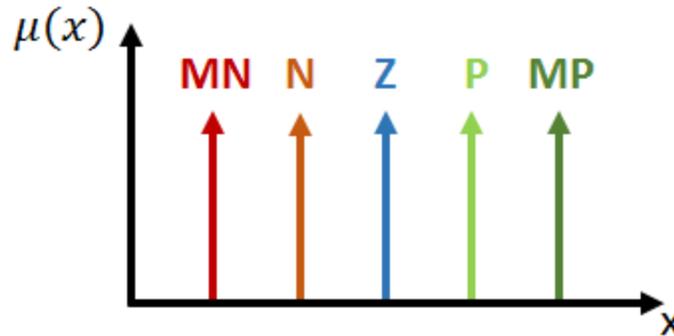


Fig. 6.11 Desfusificación tipo singleton de 5 variables.

6.5. Control Experto para Sistema de Inyección de VAV

Al momento de controlar los microclimas de varias zonas en paralelo a través de una misma UTA es importante considerar la distribución de volumen de aire que deberá entrar a cada una de las distintas salas, es por ello que el control VAV juega un rol importante en este tipo de sistemas. Nótese que el aire de entrada a cada uno de los distintos quirófanos posee las mismas características psicrométricas, por lo que el caudal deberá ser distribuido en función de la cantidad de carga térmica sensible presente en la zona.

Según se menciona en [8], las estrategias de control más utilizadas para este tipo de casos corresponden al uso de controladores Fuzzy P-D y al uso de controladores PID autoajustables del tipo adaptativo difuso (Self-Tuning PID-Type Fuzzy Adaptive Control). Para este caso en particular, el tipo de controlador a utilizar será el Fuzzy P-D debido a versatilidad y fácil sintonización.

Es importante destacar que el porcentaje de clausura de los dampers en el sistema VAV no debe sobrepasar el 70% [8]. Por otro lado, el actuar de este sistema debe ser capaz de regular la temperatura de las salas de la forma más rápida posible, evitando que el selector de área más crítica (ver sección 6.6) envíe información por un periodo de tiempo muy prolongado al controlador de la UTA acerca de los posibles cambios agresivos de temperatura dentro de alguna de las salas. El objetivo de este sistema es mantener la temperatura de impulsión de la UTA lo más constante posible.

6.5.1 Fusificación

Para este caso a diferencia de los otros controladores, la fusificación será a través de tres funciones de membresía (Negativo, Cero y Positivo) de los cuales se verá involucrado el error y Δ error de temperatura para cada una de las respectivas zona. Este método ejercerá un control mucho más suave al momento de posicionar cada uno de los distintos dampers (ver Fig. 6.12).

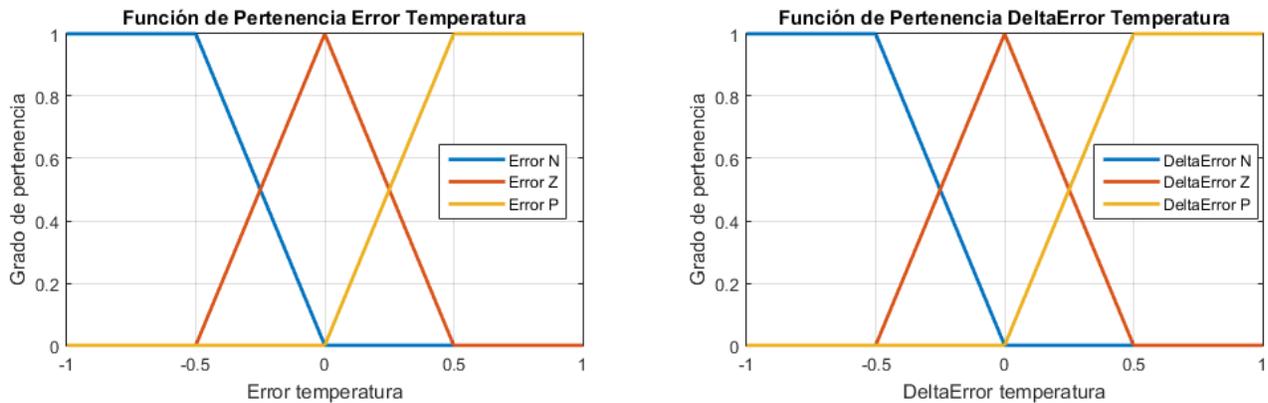


Fig. 6.12 Función de membresía para el error de temperatura en controlador difuso para sistemas de inyección de VAV.

6.5.2 Motor de Inferencia y Conjunto de Reglas

Para el control de flujo de aire se tendrán tres acciones de control (Negativo, Mantener y Positivo), las cuales harán que el dämper se cierre, se mantenga o se abra (ver Tabla 6.4). Recordar que para este y los demás casos, la toma de decisiones será por el método de inferencia de Mamdani el cual utiliza reglas tipo “IF la entrada es X THEN la salida es Y”, logrando extenderse sin ningún problema a los controladores MIMO. El funcionamiento de este método de inferencia parte por buscar todos los conjuntos de reglas que converjan a un mismo tipo de respuesta (creando la suficiente cantidad de grupos según sea la cantidad de posibles respuestas), seleccionando el mínimo grado de pertenencia asociado a cada una de las regla, luego la elección del máximo de todos los mínimos correspondientes a cada agrupación de reglas decidirá el valor que deberá tener cada uno de los actuadores del sistema, ver Fig. 6.13 (P: Positivo; N: Negativo; Z: Mantener).

Tabla 6.4 Reglas del controlador difuso SISO para sistemas de inyección de VAV.

N°	Zona 1, 2, 3 o 4		DAMPER (VAV)
	e_{kT}	Δe_{kT}	
1	P	P	N
2	P	N	Z
3	P	Z	N
4	N	P	Z
5	N	N	P
6	N	Z	P
7	Z	P	N
8	Z	N	P
9	Z	Z	Z

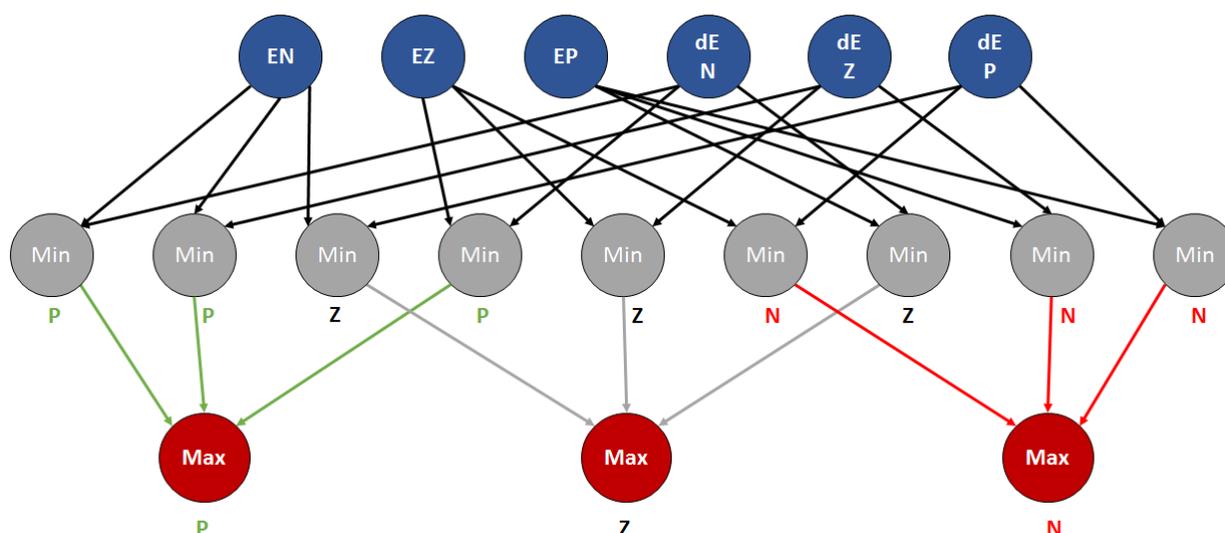


Fig. 6.13 Método gráfico de la toma de decisiones del controlador experto asociado al sistema VAV.

Para hacer más fácil la comprensión de este tipo de reglas (al igual que en los casos anteriores) se dejará a disposición un ejemplo conceptual el cual explicará el actuar de la primera regla en función de su única variable de entrada, la temperatura de la sala.

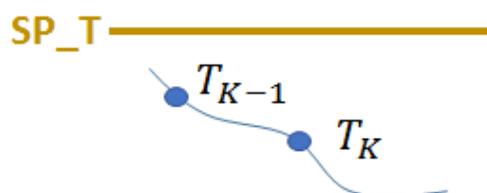


Fig. 6.14 Ejemplo caso 1 para accionar de controlador experto sistema VAV.

▪ Ejemplo caso 1:

Corresponde cuando el error de temperatura es positivo y el Δ error de temperatura es positivo (ver Fig. 6.14).

Para lograr controlar esta situación es necesario disminuir el porcentaje de apertura del d mper lo que producirá una disminución en el flujo de aire de entrada, dando la posibilidad de temperar el ambiente gracias a la presencia de la carga térmica presente. Se debe tener en consideración que éste método contempla sacrificar un cierto porcentaje en las renovaciones de aire por hora dentro de la sala, por lo que se deberá tener limitado de antemano el valor mínimo de renovaciones posibles, de este modo, se podrá dar solución a la posible problemática.

6.5.3 Desfusificación

Siguiendo la lógica de la sección 6.3.3, la desfusificación corresponderá al método del centroide con tres funciones de pertenencia del tipo singleton (ver Fig. 6.7), donde los valores asociados a cada acción de control estarán determinados por $\{-1, 0, 1\}$.

6.6. Selector de clima crítico para control de zonas paralelas

Al poseer cuatro zonas a climatizar y una única unidad de tratamiento de aire, es necesario implementar un algoritmo selector de condiciones meteorológicas crítico para el óptimo uso del climatizador. La idea del selector de climas es hacer creer al controlador de la UTA que se est  controlando una única sala (ver Fig. 6.15) [29], entregando al controlador la condición más crítica (el valor que más se aleje del set point) de temperatura, humedad y entalpía correspondiente a una de las cuatro salas.

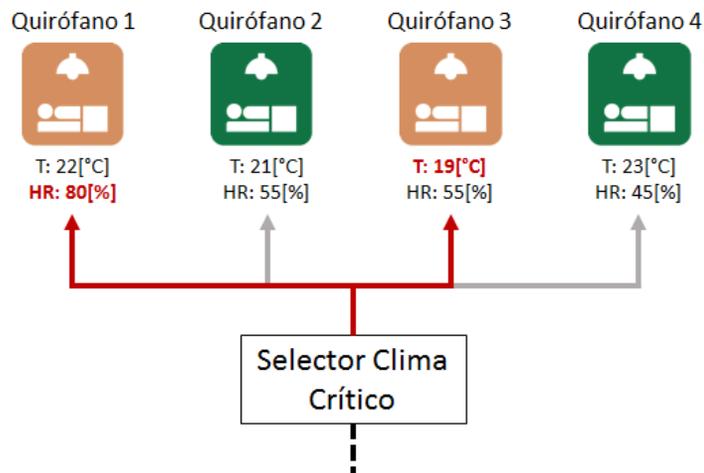


Fig. 6.15 Descripción gráfica de selector de área crítica.

Para resumir lo anterior se deja a disposición la Tabla 6.5 la cual explica en detalle los criterios de selección correspondientes al clima crítico.

Tabla 6.5 Criterios del selector de clima crítico.

	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 4	Criterio de Selección
Set Point Temperatura	SP_T	SP_T	SP_T	SP_T	Mismo SP para todas las zonas
Set Point Humedad Relativa	SP_HR	SP_HR	SP_HR	SP_HR	Mismo SP para todas las zonas
Temperatura Sala Más Crítica	T1	T2	T3	T4	Temperatura la cual consiga un máximo error absoluto $ SP-T $
Humedad Relativa Sala Más Crítica	HR1	HR2	HR3	HR4	Humedad Rel. la cual consiga un máximo error absoluto $ SP-HR $
Humedad Específica	W1	W2	W3	W4	Humedad Esp. de la zona la cual tenga mayor error abs. de Humedad Rel.
Entalpía	Entalpía1	Entalpía2	Entalpía3	Entalpía4	Entalpía de la zona la cual tenga mayor error abs. de Humedad Rel.

Capítulo 7. Diseño de interfaz HMI

7.1. Introducción

Para un adecuado uso del sistema de control implementado, es necesario crear una interfaz de usuario la cual ayude al operador del hospital a controlar los distintos microclimas de cada uno de los quirófanos de manera fácil e intuitiva. Es por lo anterior que este capítulo será el encargado de suministrar al usuario un fácil acceso al sistema de control, dando a conocer todas las tendencias necesarias, sus respectivas alarmas, enclavamientos, monitoreo de sensores, diagnósticos y un adecuado soporte técnico, entre otros. Para dar a conocer la interfaz en detalle es necesario comentar uno por uno los distintos tipos de pantalla, sin embargo, para una presentación más rápida y resumida es justificable incluir dos pantallas por figura, dando prioridad solo a las más importantes. [16]

7.2. Diseño de pantallas

En primera instancia se deberá crear una pantalla de acceso en donde el personal deberá registrarse indicando usuario y contraseña, teniendo así la opción de visualizar todo el contenido sin limitaciones ni restricciones. Una vez reconocido el usuario, la primera pantalla a visualizar será la de “proceso – vista planta” teniendo a modo resumen el valor de todos los actuadores de la unidad de tratamiento de aire, las condiciones climáticas externas y los microclimas de cada uno de los quirófanos (ver Fig. 7.1) [30]. En esta pantalla se podrán modificar las variables de set point tanto para temperatura como para humedad relativa, considerando que el margen de condiciones climáticas aceptables para un quirófano va desde los 20 a 24 [°C] con una humedad relativa del 30 al 60 [%].

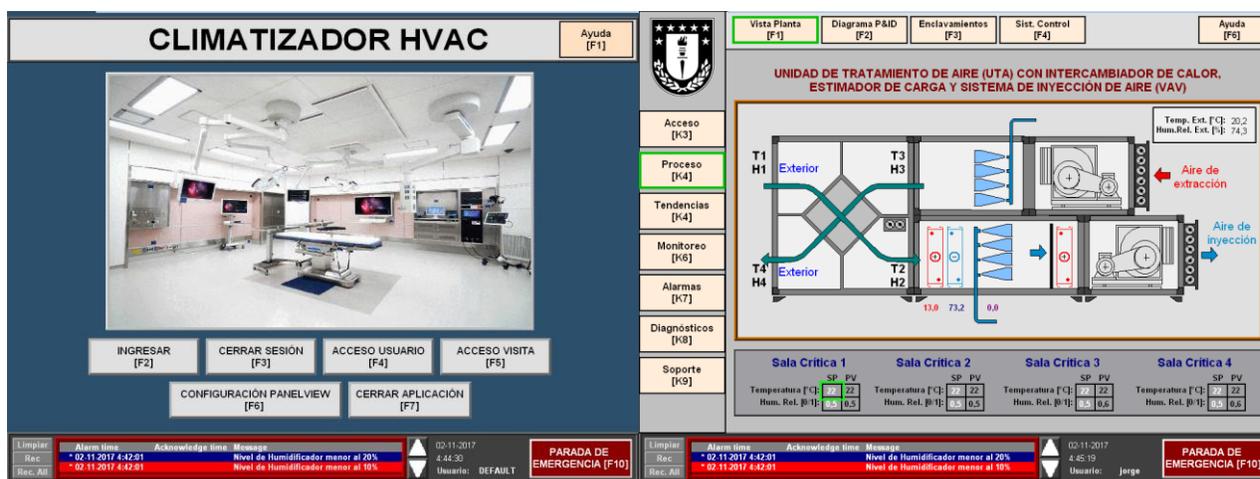


Fig. 7.1 Interfaz gráfica, menú de acceso & vista planta.

Por otro lado, es necesario tener conocimiento del diagrama P&ID de la planta junto a los debidos enclavamientos del sistema de control. En la Fig. 7.2 se puede observar cómo lo anterior se encuentra distribuido en la Human Machine Interface (HMI), dando paso a la supuesta supervisión de un ingeniero en caso que sea necesario.

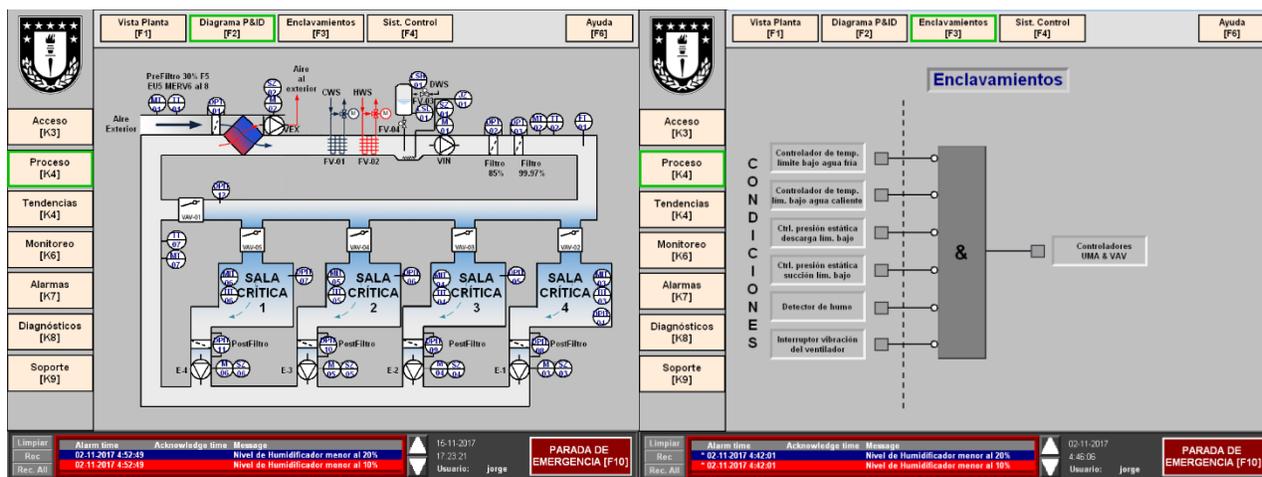


Fig. 7.2 Interfaz gráfica, diagrama P&ID & enclavamientos.

Para visualizar los parámetros de control del sistema experto de la UTA y del sistema VAV se deja a disposición las respectivas pantallas en donde incluso se presenta el método de desfusificación por centroeide con función de pertenencia del tipo singleton de forma animada (ver Fig. 7.3).

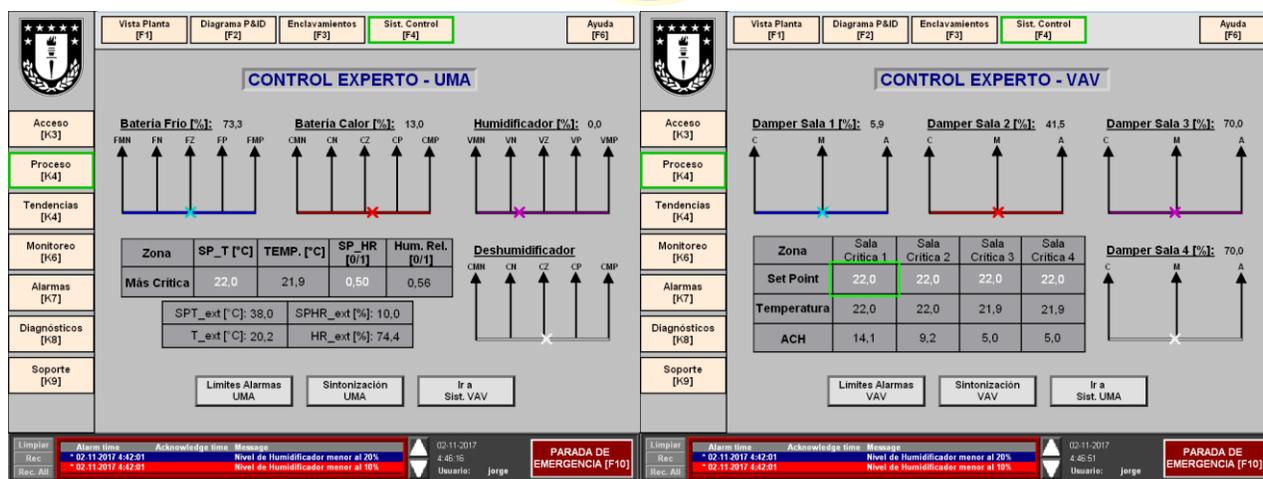


Fig. 7.3 Interfaz gráfica, sistema de control UTA & VAV.

Una vez visualizado los parámetros de control, también debe estar presente la opción de sintonización en línea a través de estos, para ello se deja a disposición las respectivas pantallas en las cuales el operador o el ingeniero a cargo podrá sintonizar los lazos de control (ver Fig. 7.4). Estas sintonizaciones se deberán realizar con el debido cuidado y siguiendo un protocolo, es por ello que el botón de ayuda siempre estará a disposición con el objetivo de guiar al personal.



Fig. 7.4 Interfaz gráfica, sintonización de lazos de control.

También se encuentra la opción de analizar las tendencias de cada uno de los quirófanos, entre las cuales se observan las variables de temperatura, humedad relativa, posición de clausura del dámper, y las renovaciones de aire por hora. Por otro lado, la opción de visualizar las variables psicrométricas dentro de la UTA también está disponible, incluyendo los estimadores de carga térmica (ver Fig. 7.5). [13].

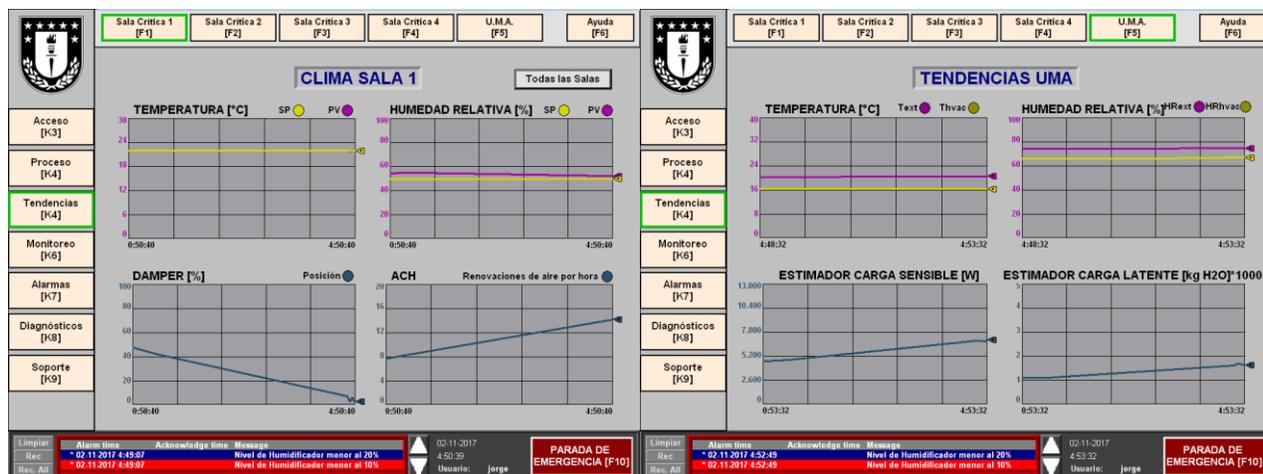


Fig. 7.5 Interfaz gráfica, tendencias.

Suponiendo que existe la posibilidad de que la estrategia de control fallara a causa de alguna anomalía, es importante tener la opción de visualizar todas las variables de control junto a los tiempos de ejecución de todos controladores, asegurando así un óptimo funcionamiento y en tiempo real (ver Fig. 7.6).

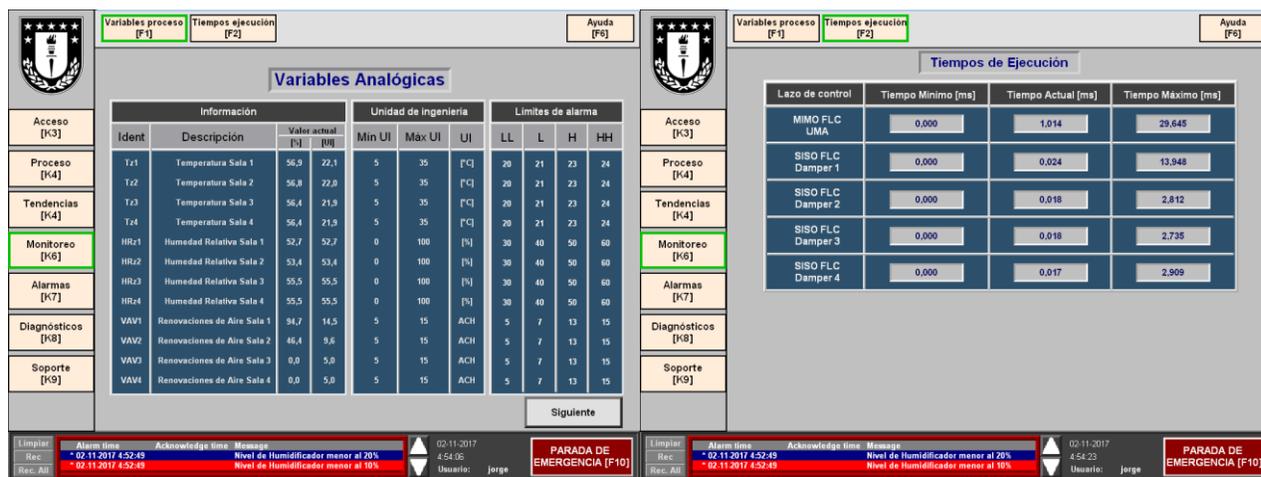


Fig. 7.6 Interfaz gráfica, monitoreo de variables y tiempos de ejecución.

Las pantallas de ayuda al usuario, soporte técnico, diagnósticos, alarmas, historial de alarmas, parada de emergencia, entre otras, no se detallarán debido al exceso de documentación irrelevante. Sin embargo, el sistema HMI completo puede ser visualizado en el CD que acompaña a este informe de memoria de título.

Capítulo 8. Resultados

8.1. Introducción

Una vez definido el problema, los modelos y la estrategia de control, es posible dar paso a la simulación del proceso para distintas condiciones de contorno. Para este caso, el tiempo de simulación será válido solo para cinco días. Por otro lado, las condiciones climáticas externas corresponderán a las estaciones de verano e invierno como bien se menciona en el capítulo 2, esto con el fin de que el sistema pueda ser controlado a temperaturas y humedades muy variadas.

8.2. Control de cuatro zonas críticas, verano

Las siguientes simulaciones corresponden a los casos diseñados en el capítulo 2, en donde queda definido los tipos de carga térmica a utilizar (ver Fig. 2.2 y 2.3), las condiciones climáticas externas (para este caso verano), la cantidad de flujo de aire de impulsión otorgado por el ventilador, entre otros. El control climático de quirófanos se realizará con y sin presencia del estimador de carga térmica, logrando así obtener un contraste en la cantidad de energía consumida por el sistema HVAC en general. Por otro lado, el control del sistema VAV siempre estará en funcionamiento debido a que éste es independiente del anterior y es necesario para controlar zonas en paralelo.

8.2.1 Con estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa

Como ya es sabido, el tipo de carga térmica modo rampa es la perturbación que más se acerca a la realidad dentro de un quirófano clase C y dentro de un inmueble en general, es por ello que éste estudio cumple un rol tan importante dentro del análisis de la estrategia de control.

Es posible observar en la Fig. 8.1 como los controladores logran mantener de forma estable los valores de temperatura y humedad deseados ante distintas perturbaciones térmicas del tipo rampa, manteniéndolos cercanos a sus respectivos valores de set point (22[°C] & 50%), logrando una variación máxima de 1,75[°C] en la temperatura y de 5% en la humedad relativa (específicamente para el caso del quirófano uno, sin contemplar el transiente inicial).

Por otro lado, es posible ver el actuar del dámper dentro del quirófano de la sala uno en función de la carga térmica presente, variando las renovaciones de aire por hora que este suministra (ver Fig. 8.2).

Cabe destacar que todo análisis gráfico detallado será realizado solo para el caso del quirófano correspondiente a la sala número uno, esto con el fin de evitar una excesiva documentación irrelevante.

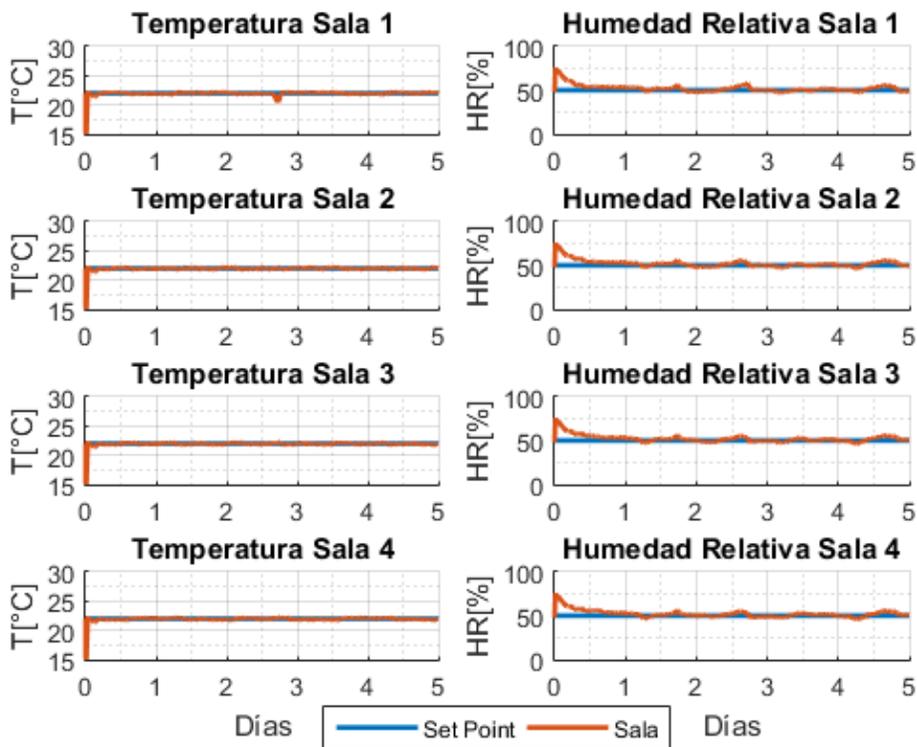


Fig. 8.1 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo rampa y condiciones de verano.

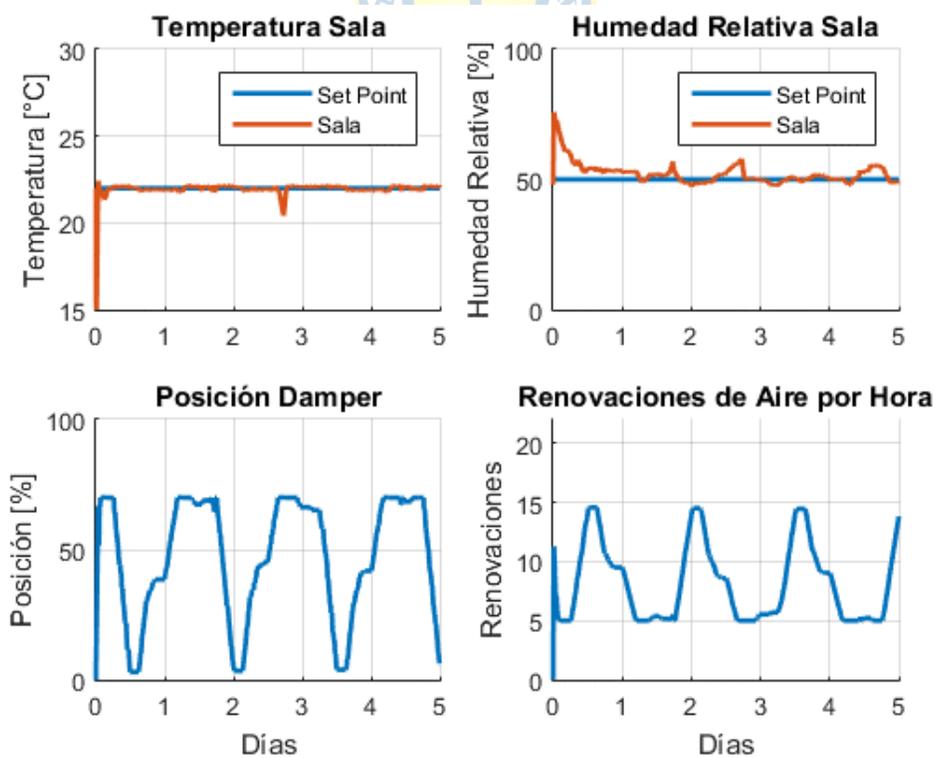


Fig. 8.2 Control climático de quirófono N°1, con estimador de carga térmica del tipo rampa y en condiciones de verano.

Una vez definida las condiciones climáticas de los cuatro quirófanos, es posible dar paso al estimador de carga térmica. Nótese que en la Fig. 8.3 se puede observar la suma total de todas las cargas térmicas versus su estimador. Es importante destacar que el estimador de carga sensible presenta un error máximo de 1450 [W], mientras que el estimador de carga latente un máximo de $4,20 \times 10^{-4}$ [kg H₂O/kg aire], lo cual se traduce en una excelente estimación para las condiciones climáticas externas, esto debido a que este error máximo de las variables permanece solo por instantes de tiempo bien acotados.

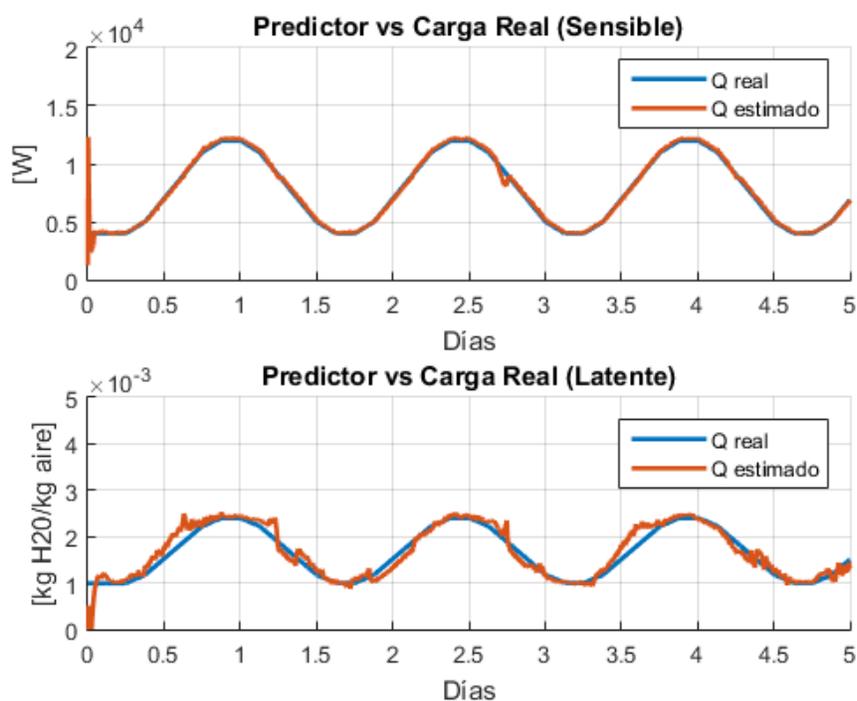


Fig. 8.3 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo rampa, condiciones de verano.

Por otro lado, para realizar un análisis más profundo de las condiciones externas necesarias, se deja a disposición el gráfico de la Fig. 8.4 el cual presenta los set points externos de temperatura y humedad relativa necesarios para lograr el control climático con eficiencia energética, evitando el exagerado uso de los actuadores dentro de la unidad manejadora de aire.

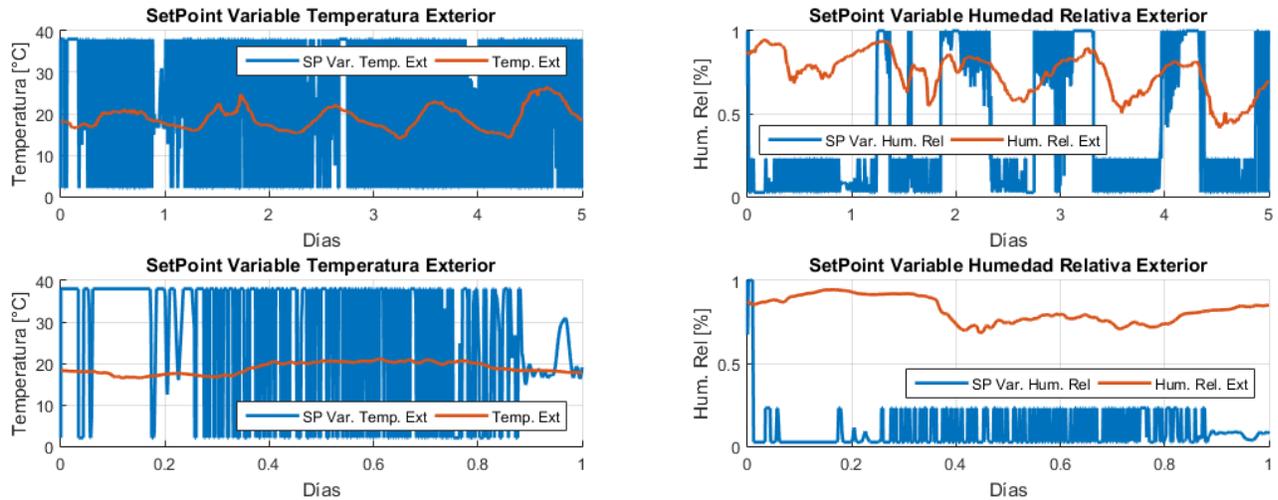


Fig. 8.4 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo rampa y condiciones de verano.

Se puede observar como las variables externas de temperatura y humedad relativa varían según lo estimado. Para efectos de simulación, se propone limitar las magnitudes de los set points externos siendo entre 2 [°C] a 38 [°C] el rango para la temperatura externa y entre 0% a 100% para el caso de la humedad relativa externa. Para una óptima visualización de estas variables, se deja dentro de la misma Fig. 8.4 un zoom respecto a la información histórica del primer día, visualizando en detalle las respectivas variaciones de los set points.

8.2.2 Con estimador de carga térmica y perturbación tipo escalón

Resulta interesante estudiar cómo responde el sistema ante el peor de las perturbaciones, es por ello que esta sección se enfoca principalmente al análisis dinámico del sistema ante variaciones bruscas de perturbación térmica, el tipo escalón (ver Fig. 2.2).

Se puede observar en la Fig. 8.5 como el sistema es capaz de controlar de igual modo las variables de temperatura y humedad relativa considerando la perturbación tipo escalón, siendo el quirófano de la sala uno el más afectado por ser el primero en recibir el impacto.

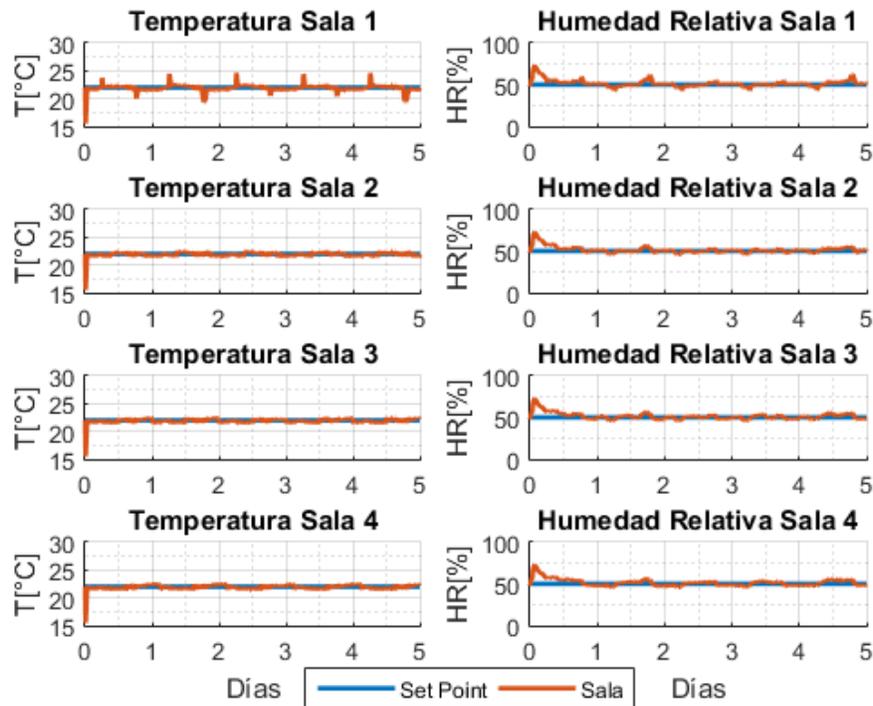


Fig. 8.5 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo escalón y condiciones de verano.

Es fácil ver como el error máximo de temperatura de la sala uno bordea los $2[^\circ\text{C}]$ aproximadamente, mientras que la humedad relativa un 12%. Por otro lado, se observa como la acción del dámper es sobre exigida ante tal perturbación, esto es debido principalmente a que el dámper debe ser capaz de regular la temperatura a la velocidad de la carga térmica para compensar y producir una buena estimación de las variables externas, lo cual resulta molesto para el personal dentro de la habitación, llegando incluso a acortar la vida útil del sistema mecánico de la caja VAV (ver Fig. 8.6). De ser así, este accionar cumple con las características de un sistema on/off el cual no es posible de implementar dentro de los criterios de diseño de un sistema VAV. [12]

Por otro lado, se observa en la Fig. 8.7 que el estimador de carga térmica no cumple con la misma precisión otorgada para las perturbaciones térmicas del tipo rampa, esto es debido principalmente a la baja velocidad del accionar de los dampers en comparación con un escalón. Se observa que el error máximo de estimación para el calor sensible bordea los $3100 [\text{W}]$ para instantes de tiempo acotado, mientras que para el calor latente suele ser de $7 \times 10^{-4} [\text{kg H}_2\text{O}/\text{kg aire}]$ para casi la mitad de los casos. Debido a lo anterior, se considera que el sistema cumple con una buena estimación de carga térmica sensible, no así para la estimación de carga latente.

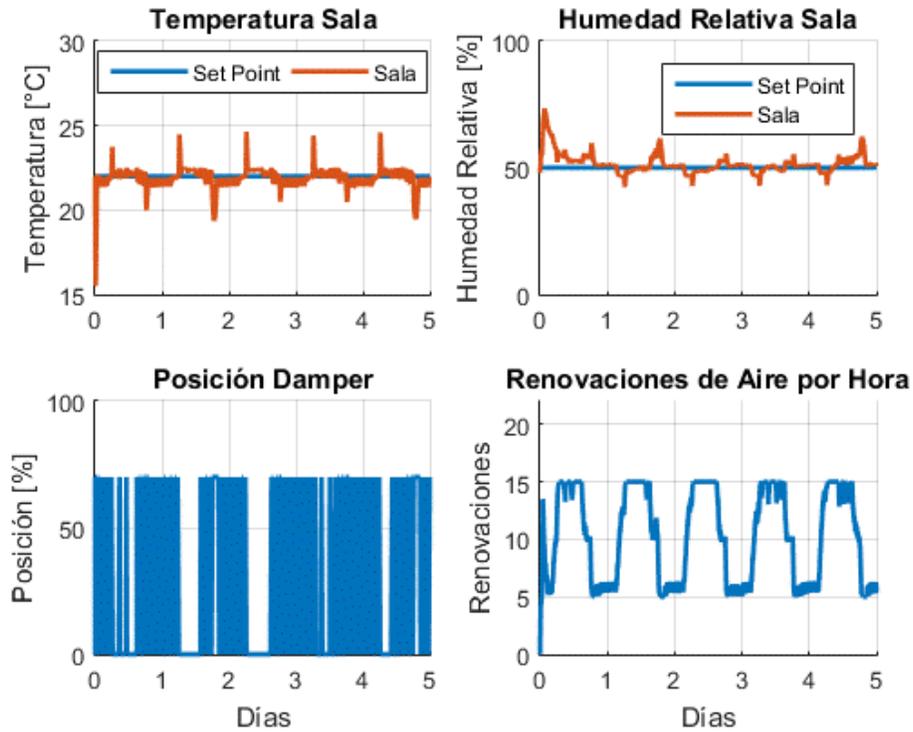


Fig. 8.6 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo escalón y en condiciones de verano.

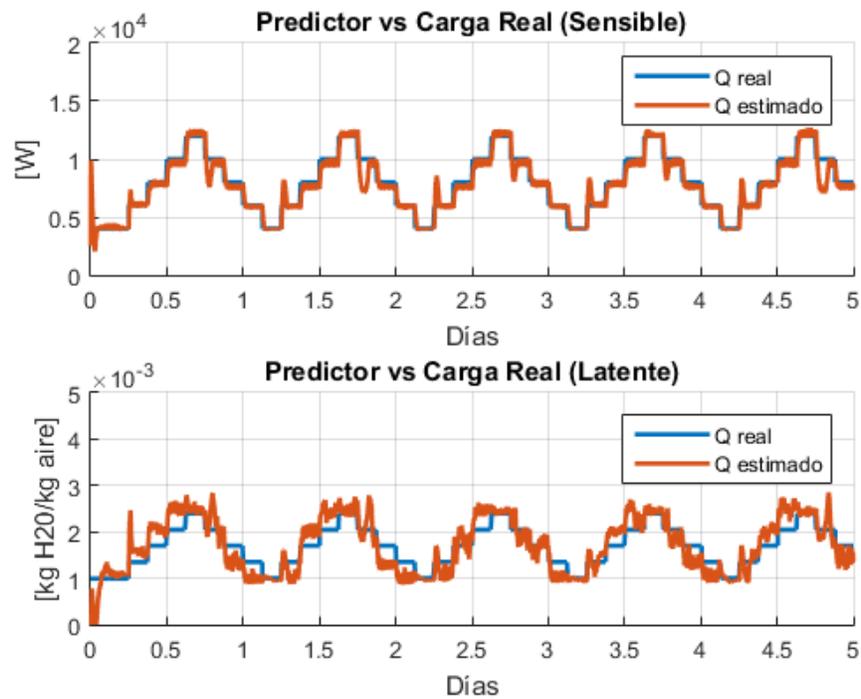


Fig. 8.7 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo escalón, condiciones de verano.

Posteriormente, se deja a disposición las gráficas correspondientes a la estimación de variables externas (ver Fig. 8.8). Nótese que las variables estimadas son distintas a las obtenidas por medio de la perturbación tipo rampa, siendo para este caso mucho más agresivas.

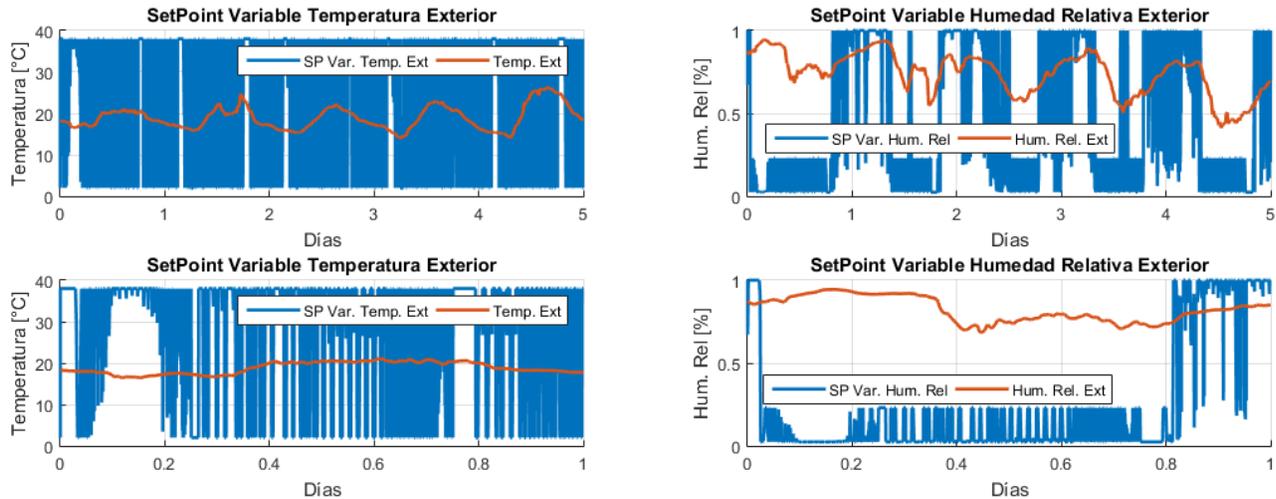


Fig. 8.8 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo escalón y condiciones de verano.

8.2.3 Sin estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa

Para este caso, se debe recordar la estrategia de control estudiada en la sección 6.3.2 la cual no contempla las condiciones climáticas externas, solo el uso de sus actuadores en función de las condiciones del aire de entrada respecto a los Set Points. Es por lo anterior que la calidad de control debiera ser más preciso, aumentando claramente el consumo total en el sistema HVAC.

Nótese que el control climático dentro de los quirófanos es bastante bueno, prácticamente no existen sobre pasos ni oscilaciones (incluso en las etapas transitorias), respetando incluso el control de humedad relativa en presencia de un sistema VAV (ver Fig. 8.9).

Para el caso de la sala uno es posible observar un óptimo control de temperatura y humedad relativa (ver Fig. 8.10) en comparación con el controlador provisto de estimador de carga térmica (ver Fig. 8.2), no obstante (como se mencionó en el párrafo anterior) esta ventaja trae consigo un par de consecuencias las cuales se verán más en detalle en la sección 8.2.4.

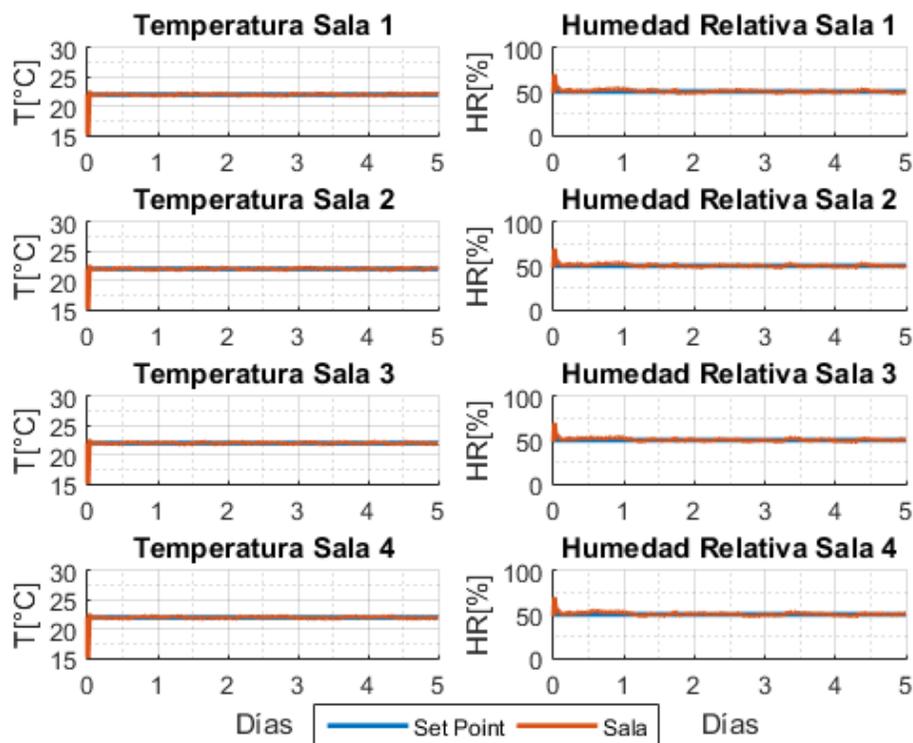


Fig. 8.9 Control climático de cuatro quirófanos sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de verano.

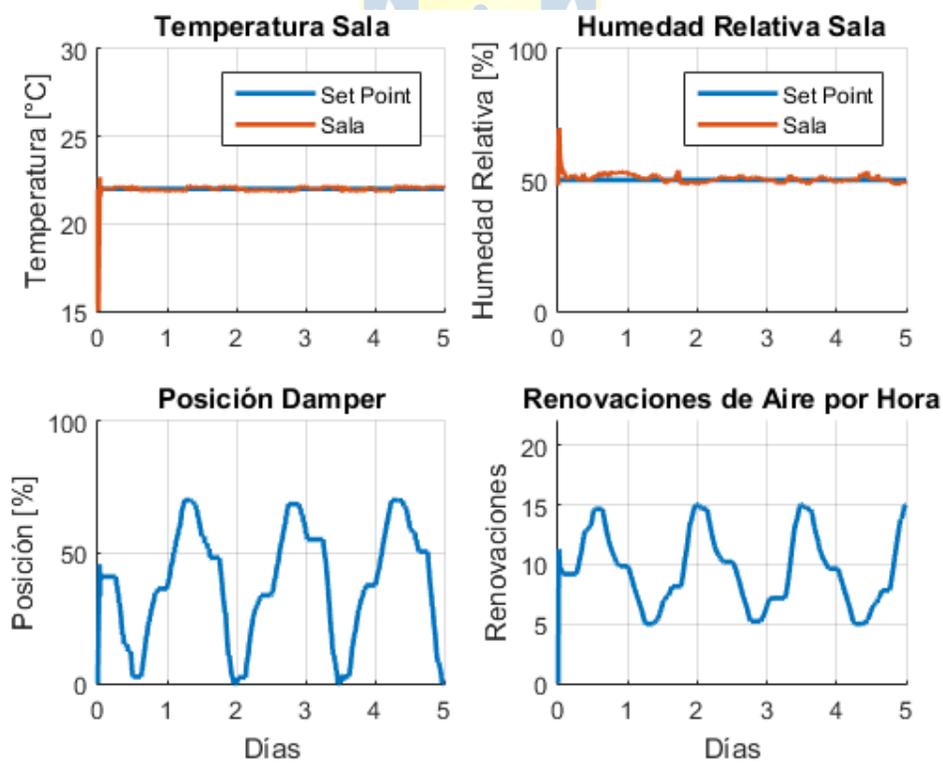


Fig. 8.10 Control climático de quirófano N°1, sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de verano.

Como conclusión, se puede destacar que la precisión del controlador sin estimador de carga térmica es mucho mayor que la del controlador con estimador de carga térmica, esto en primera instancia pareciera afirmar que el método sin estimador es mucho mejor que el método con estimador, entonces la interrogante es la siguiente ¿valdrá la pena controlar los microclimas con exagerada precisión abusando del uso de actuadores?, recordar que las normas hospitalarias mencionan que la temperatura dentro de un quirófano puede variar dentro de los 20 a 24 [°C], mientras que la humedad relativa dentro del 30 al 60 [%]. Es por lo anterior que la próxima sección se encargará de evaluar el consumo energético en función de su calidad de control, estableciendo así el método más favorecedor al momento de una supuesta implementación.

8.2.4 Comparación del consumo energético para carga térmica tipo rampa

Antes de comenzar con el ítem de comparación energética, es importante plantear que la potencia intercambiada sirve como un buen indicador de la cantidad de energía consumida por un sistema HVAC, lo cual permite cuantificar la eficiencia obtenida en términos de porcentaje para así saber que método de control genera un mayor ahorro energético con respecto al otro. [3]

Para el caso de las baterías de frío y calor, la potencia suministrada por el agua circulante es:

$$P = c_p m_w (T_f - T_i) \quad (8.1)$$

Donde C_p es el calor específico del agua, m_w es la masa del agua, T_i es la temperatura inicial y T_f es la temperatura final.

Para el caso del humidificador se calcula el calor que debió ser aplicado sobre el agua para lograr general el vapor:

$$P_w = W \cdot h \cdot \rho \cdot V \quad (8.2)$$

Donde W es la razón de humedad del agua, h es la energía de vaporización, ρ es la densidad de vapor de agua y V es el volumen de aire impulsado.

Por otro lado, para determinar la energía total intercambiada a través de las baterías de frío, calor y humidificador, basta con integrar las señales de potencia intercambiada.

Es posible apreciar como el uso de los actuadores en el caso del controlador sin estimador de carga térmica es mucho mayor que en el controlador con estimador de carga térmica, notándose claramente un aumento en el uso de sus baterías de frío y calor en conjunto al humidificador (ver Fig. 8.11).

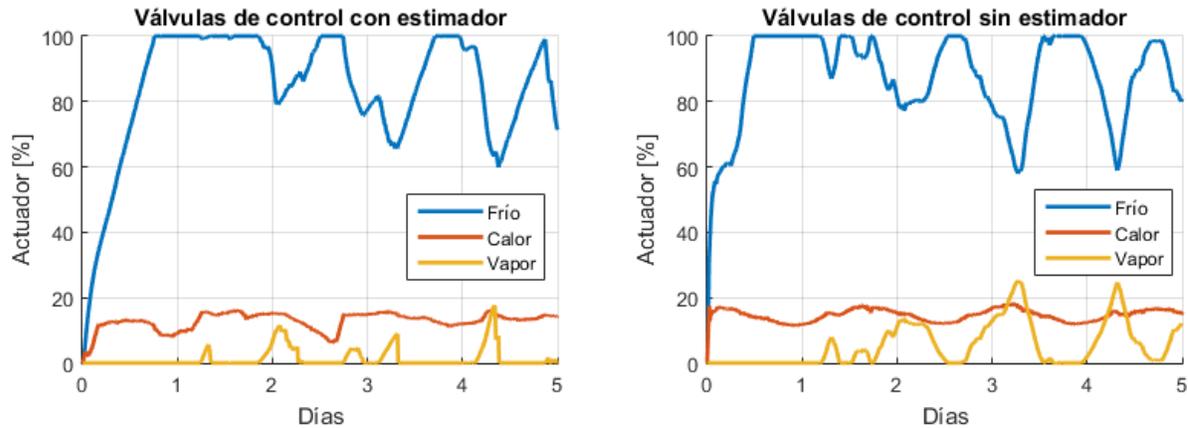


Fig. 8.11 Diferencia de consumos en sistema HVAC con y sin estimador de carga térmica, carga tipo rampa y condiciones de verano.

Para confirmar lo anterior, es posible adquirir la potencia intercambiada del agua hacia el sistema mediante las ecuaciones (8.1) y (8.2) descritas anteriormente, obteniendo así el consumo en watts en función de los días simulados (ver Fig. 8.12).

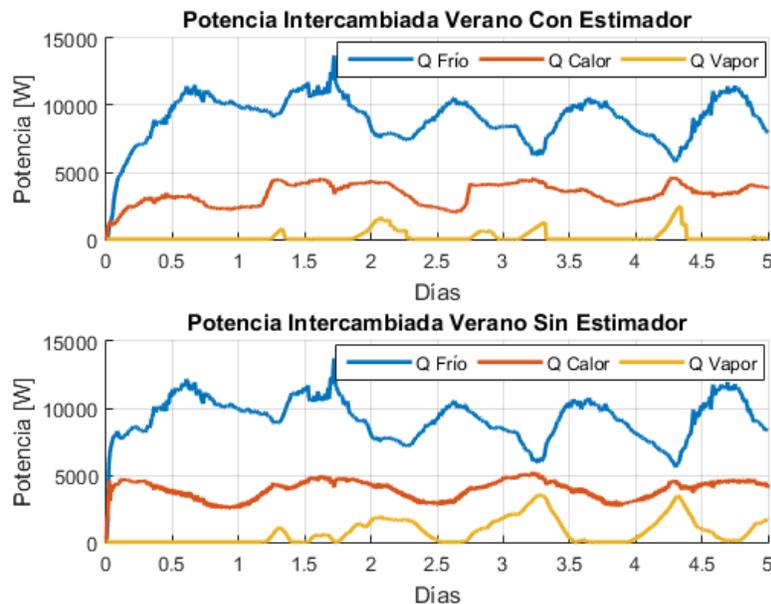


Fig. 8.12 Potencia intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de verano.

Nótese que el consumo energético en la batería de frío es mucho mayor que para la batería de calor y el humidificador, esto debido a que en condiciones de verano el aire externo posee una elevada temperatura y un alto grado de humedad relativa (menor al caso de invierno pero mayor al set point establecido), por lo cual la batería de frío se deberá encargar de deshumidificar y enfriar el aire al mismo tiempo, logrando un peak máximo de aproximadamente 14 [kW] para ambos casos. Por otro lado, la batería de calor logra un peak de casi 5 [kW] para ambos controladores, a diferencia del humidificador el cual logra un peak máximo de aproximadamente 2,5 [kW] con estimador de carga y un peak máximo de aproximadamente 4 [kW] sin estimador de carga. Sin embargo, esta información de potencia intercambiada no es tan relevante en comparación con la energía total intercambiada, este último muestra el ahorro energético total posible en función de los días de funcionamiento (ver Fig. 8.13). Para complementar, se deja a disposición una tabla comparativa para el contraste energético de ambos controladores (ver Tabla 8.1).

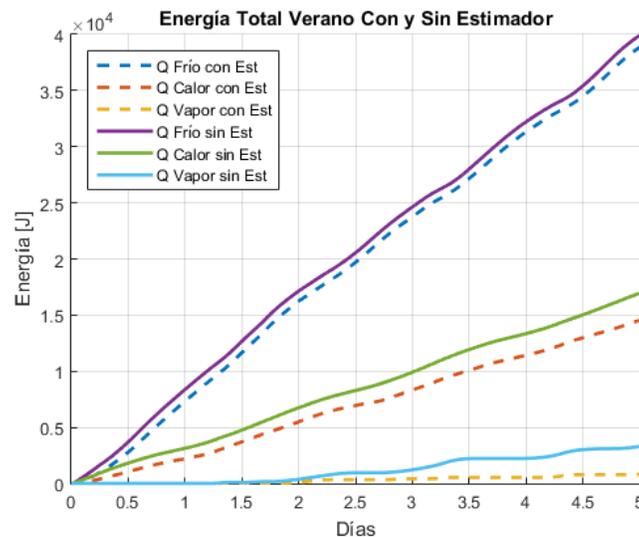


Fig. 8.13 Energía total intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de verano.

Tabla 8.1 Resumen comparativo de energía intercambiada, verano.

Condiciones Climáticas	Verano		% Ahorro
	Con Estimador y Sistema VAV	Sin Estimador y Sistema VAV	
Estrategia de Control	Con Estimador y Sistema VAV	Sin Estimador y Sistema VAV	-
Batería de Frío	38,86 [kJ]	39,92 [kJ]	2,66 [%]
Batería Calor	14,54 [kJ]	16,95 [kJ]	14,22 [%]
Humidificador	0,789 [kJ]	3,299 [kJ]	76,08 [%]
Total	54,18 [kJ]	60,17 [kJ]	9,96 [%]

8.3. Control de cuatro zonas críticas, invierno

A diferencia del caso anterior, esta sección contempla condiciones climáticas externas de invierno (temperatura baja y humedad relativa alta). Se considerarán los mismos casos de perturbación térmica tipo rampa y escalón, controladores con y sin estimador de carga térmica y los mismos set points de temperatura y humedad relativa, concluyendo finalmente con un análisis energético comparativo.

8.3.1 Con estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa

Es posible observar como el controlador es capaz de dirigir las variables de temperatura y humedad relativa sin problemas, de forma muy similar a las condiciones climáticas de verano (ver Fig. 8.14).

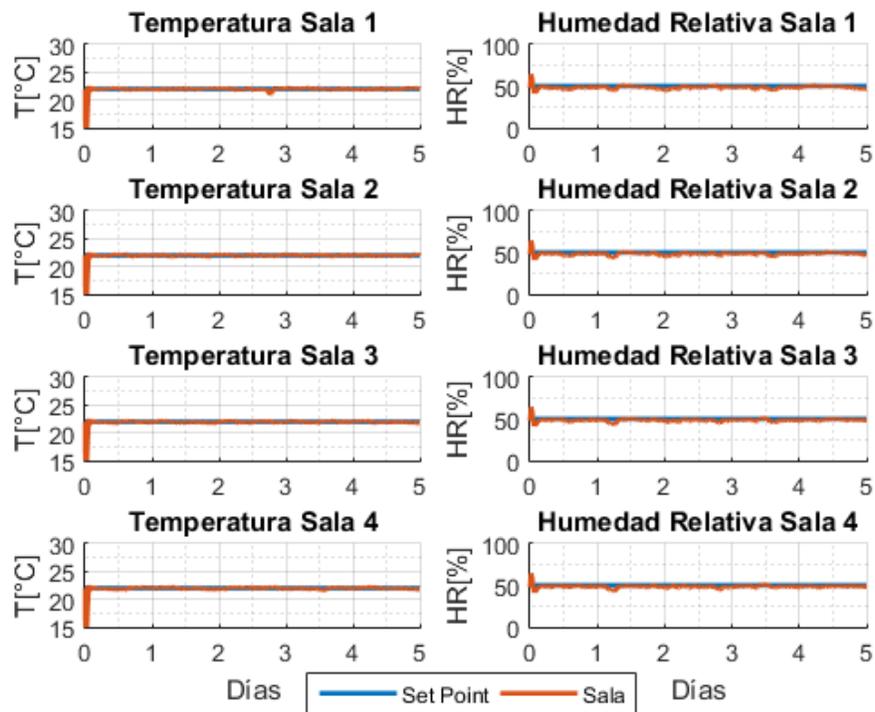


Fig. 8.14 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo rampa y condiciones de invierno.

Para el caso particular del quirófano perteneciente a la sala uno, se observa que la temperatura posee un error máximo aproximado de $1[^\circ\text{C}]$ mientras que para la humedad relativa solo un 5%. Por otro lado, es posible ver el comportamiento del dampér en función de la dinámica de la carga térmica sensible, dando origen a la variación de las renovaciones de aire por hora dentro de la sala (ver Fig. 8.15)

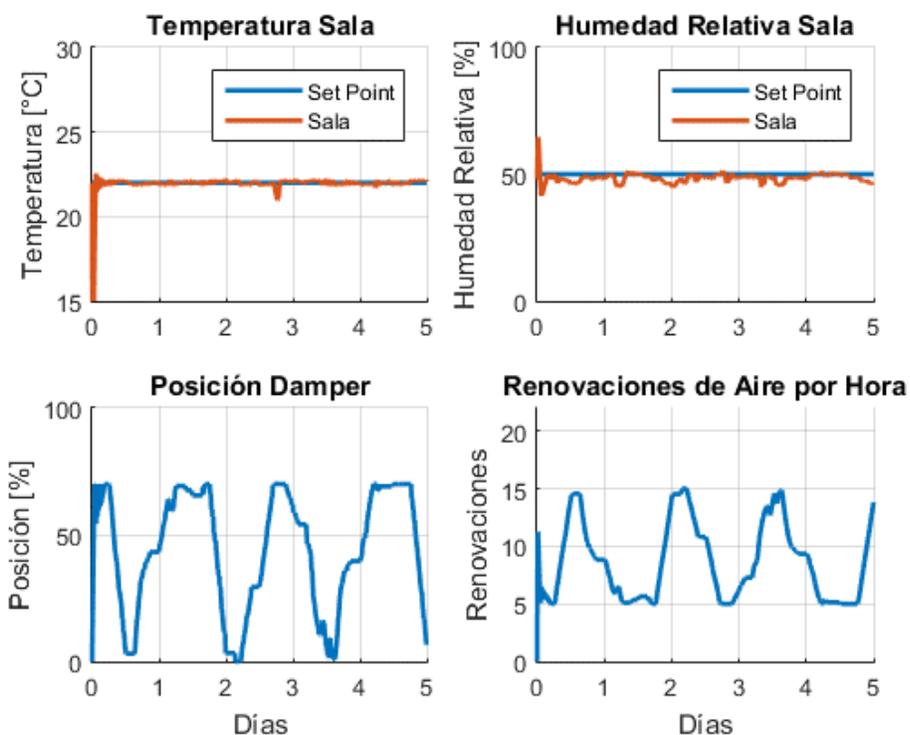


Fig. 8.15 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo rampa y en condiciones de invierno.

Para el caso del estimador de carga térmica sensible y latente, se puede observar que este cumple con la misma precisión que el caso con condiciones de verano, obteniendo un error máximo aproximado de $1450 [\text{W}]$ para estimación de carga sensible y un error máximo aproximado de $8 \times 10^{-4} [\text{kg H}_2\text{O}/\text{kg aire}]$ para estimación de carga latente. Cabe destacar que los errores máximos destacados son solo para periodos de tiempo acotados, lo cual se traduce a una buena calidad de estimación al pasar de los días (ver Fig. 8.16).

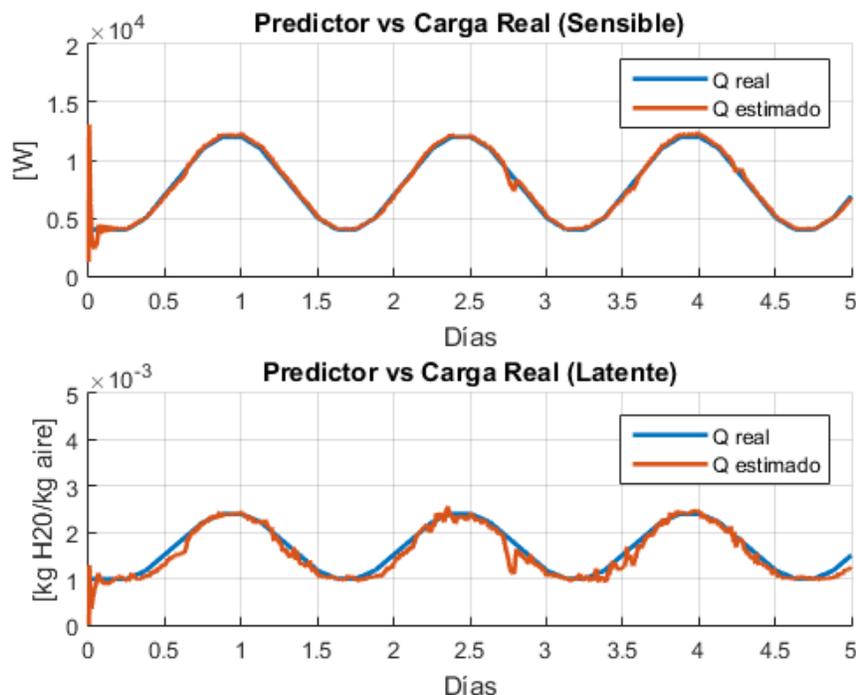


Fig. 8.16 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo rampa, condiciones de invierno.

Una vez obtenida la estimación de las cargas térmicas sensible y latente, es posible dar paso a la proyección de las variables externas de temperatura y humedad relativa necesarias para aportar con la eficiencia energética del sistema HVAC (ver Fig. 8.17). Nótese como las variables reales externas de temperatura y humedad relativa suelen ser más alta y baja respectivamente debido al clima invernal.

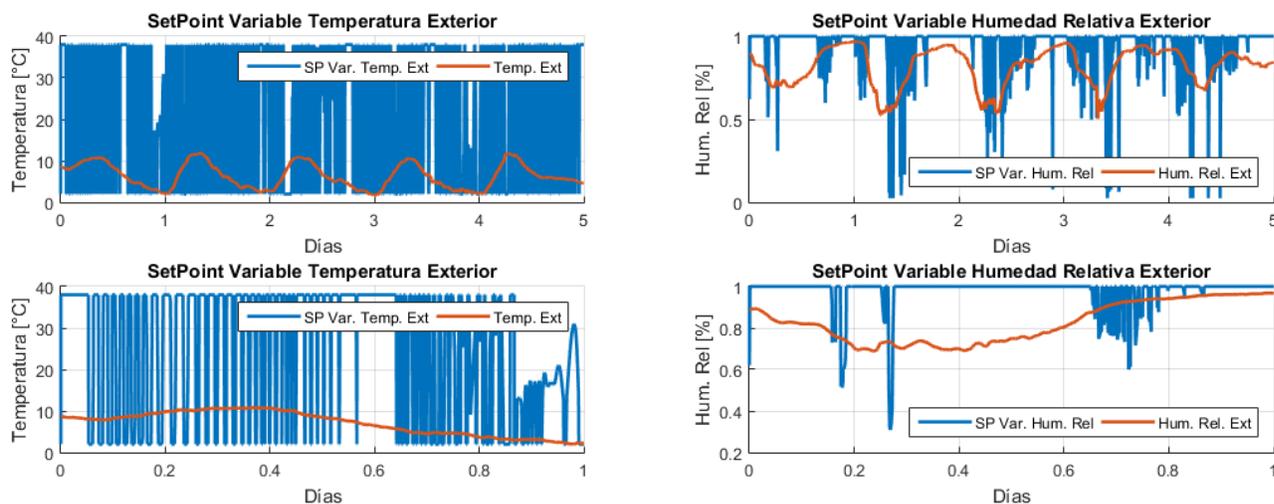


Fig. 8.17 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo rampa y condiciones de invierno.

8.3.2 Con estimador de carga térmica y perturbación tipo escalón

Como se mencionó en la sección 8.2.2, es importante analizar el comportamiento del sistema ante el peor de los casos, lo anterior debido a la importancia para especificar los criterios de diseño respecto a su sobredimensionamiento. Es por ello que resulta conveniente realizar una simulación en presencia de perturbaciones térmicas del tipo escalón en particular para el clima de invierno (ver Fig. 8.18).

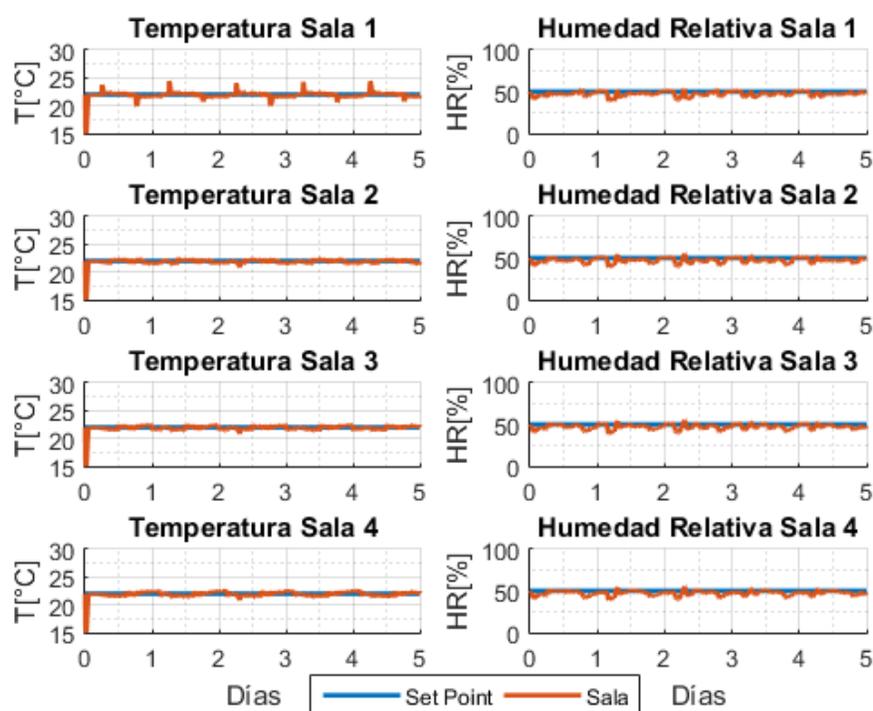


Fig. 8.18 Control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica del tipo escalón y condiciones de invierno.

Se puede observar como las perturbaciones térmicas influyen en la variación de temperatura otorgando un error máximo (para el caso del quirófano uno) de $2[^\circ\text{C}]$. Lo anterior no es mayor debido al rápido actuar del dámper, simulando un comportamiento control on/off (el cual ya se mencionó, no puede ser implementado). Por otro lado, el control de humedad no se ve muy afectado por el tipo específico de perturbación térmica, el cual entrega un error máximo aproximado de 12% (ver Fig. 8.19).

Por otro lado, al igual que el caso de verano, el estimador logra una buena predicción de carga térmica sensible en casi todo momento, no así para la predicción de carga térmica latente (ver Fig. 8.20).

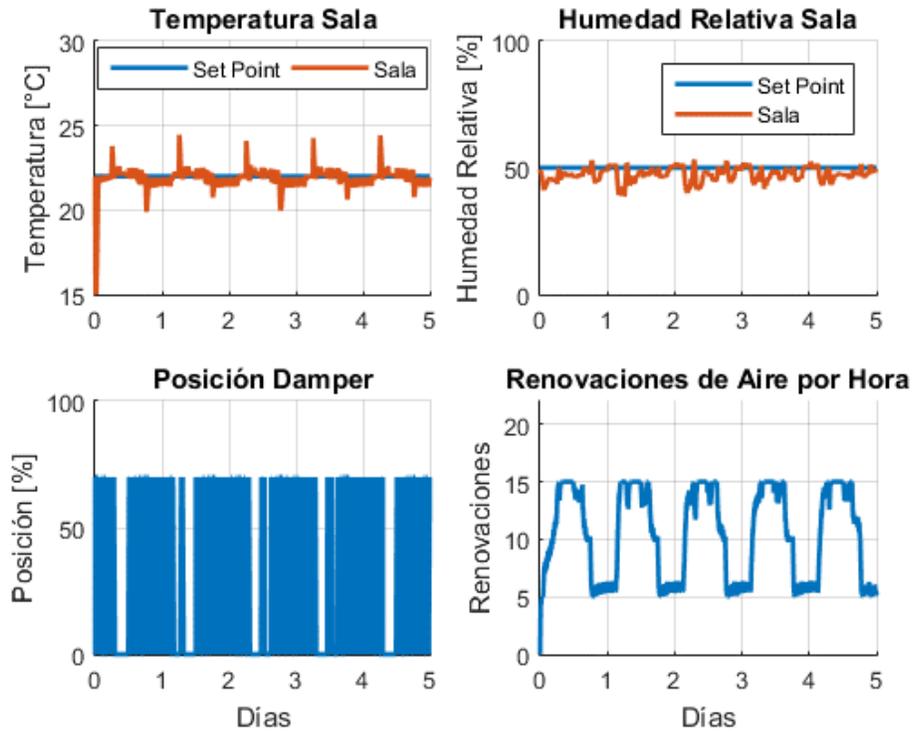


Fig. 8.19 Control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica del tipo escalón y en condiciones de invierno.

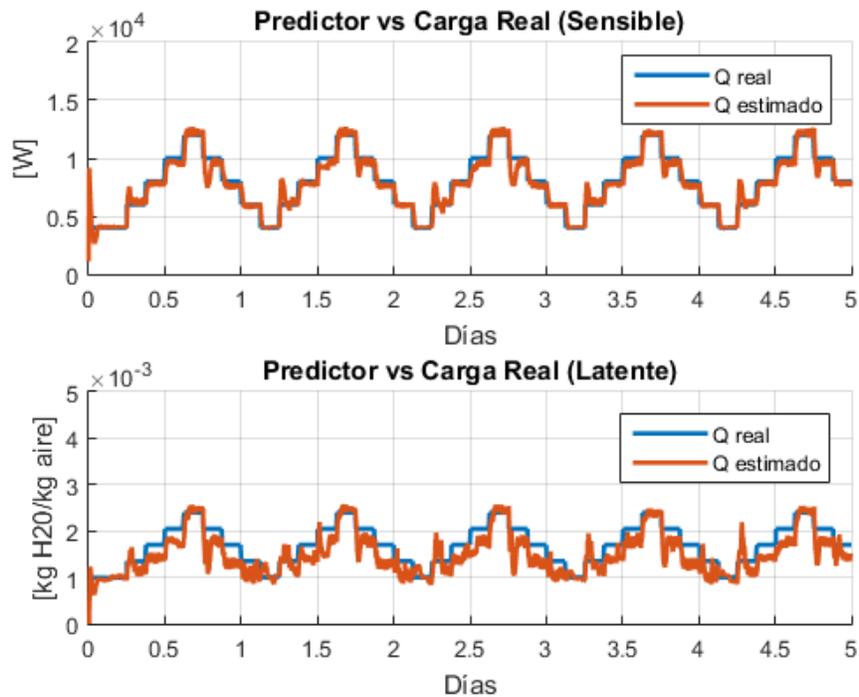


Fig. 8.20 Estimador de carga térmica para perturbaciones tipo escalón, condiciones de invierno.

Para complementar lo anterior, se deja a disposición las variables externas reales de temperatura y humedad relativa junto a sus estimadores, esto con el fin de dar paso a la eficiencia energética del controlador experto (ver Fig. 8.21).

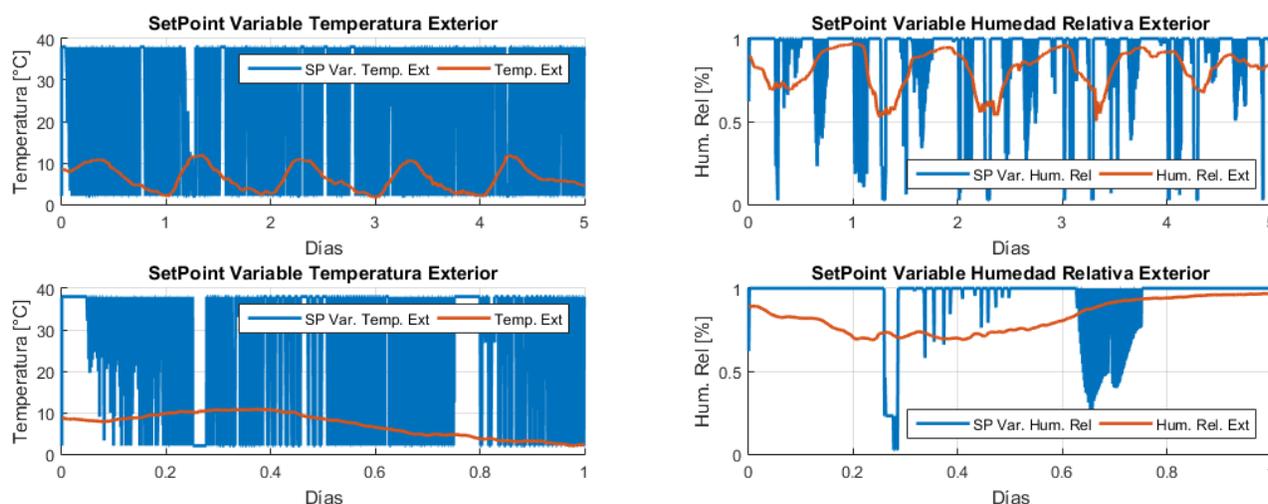


Fig. 8.21 Set Point variable de temperatura y humedad relativa, carga tipo escalón y condiciones de invierno.

8.3.3 Sin estimador de carga térmica y perturbación tipo rampa

Siguiendo el respectivo análisis, se puede apreciar como el controlador sin estimador de carga térmica para condiciones de invierno es capaz de controlar los climas de los cuatro quirófanos sin ningún tipo de problema (ver Fig. 8.22). Por otro lado, es posible observar el actuar del dámper en función de la carga térmica sensible, regulando su posición de forma suave y lenta, entregando sus respectivas renovaciones de aire por hora según los límites previamente establecidos, logrando una máxima variación de temperatura y humedad relativa equivalente a $1[^\circ\text{C}]$ y 7% respectivamente (ver Fig. 8.23).

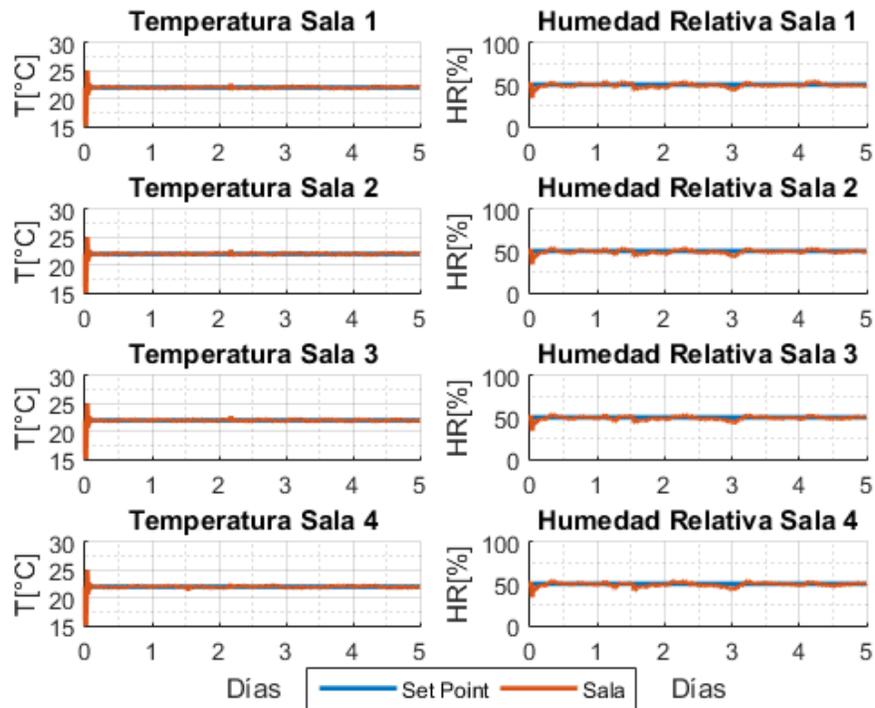


Fig. 8.22 Control climático de cuatro quirófanos sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de invierno.

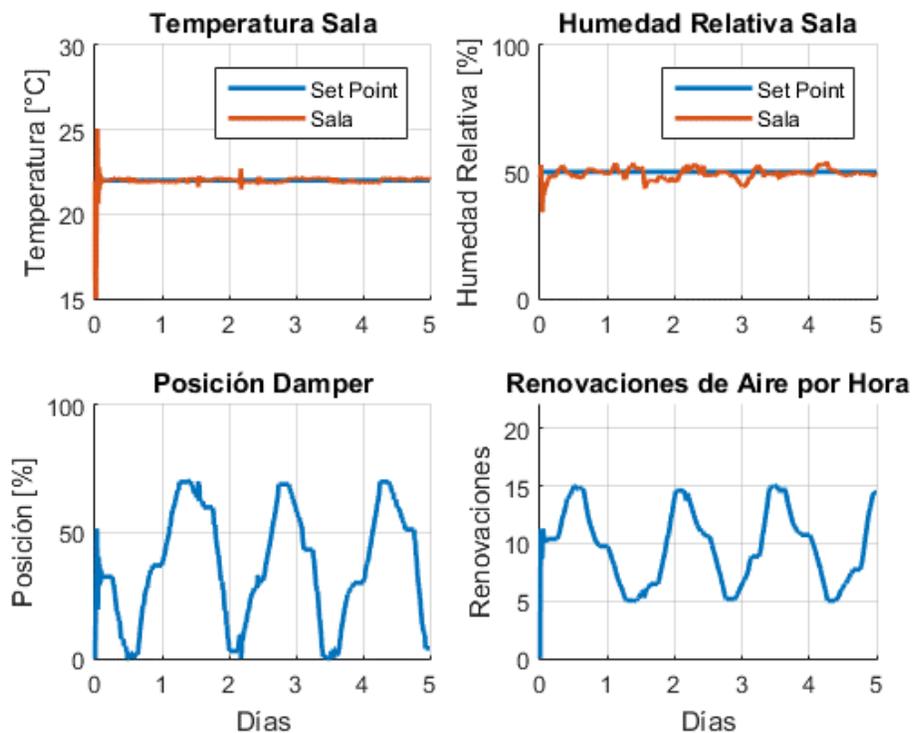


Fig. 8.23 Control climático de quirófono N°1, sin estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de invierno.

8.3.4 Comparación del consumo energético para carga térmica tipo rampa

Es posible observar en la Fig. 8.24 como el uso de los actuadores dentro de la unidad manejadora de aire aumenta a medida que el control es ejercido sin estimador de carga térmica, siendo el humidificador la etapa más usada para la climatización de los quirófanos (seguido de la batería de frío), logrando valores de apertura extremos como el mantener la válvula de vapor al 100% durante horas. Por otro lado, se puede apreciar como el uso de los actuadores disminuye considerablemente al ejercer control climático con estimador de carga térmica, aportando de este modo un cierto porcentaje en la eficiencia energética dentro del sistema HVAC en general.

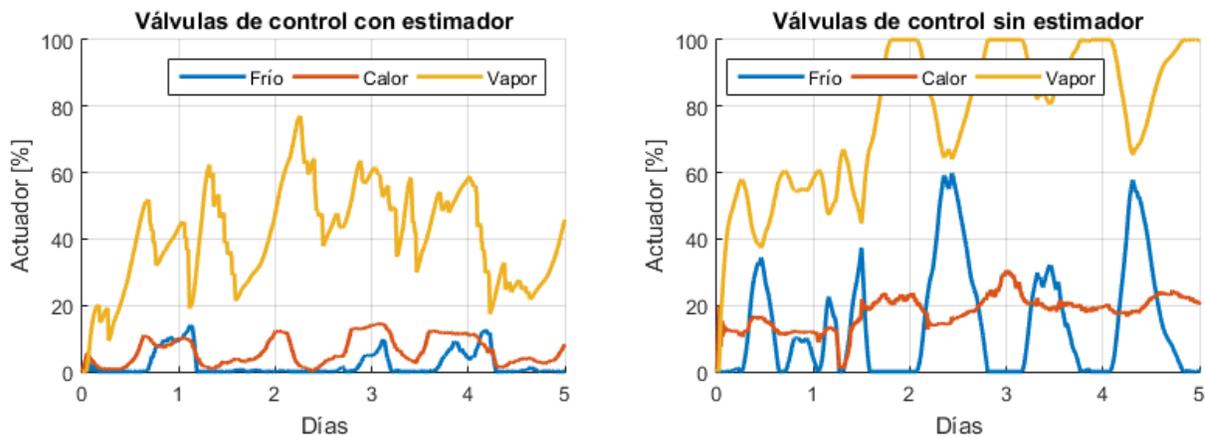


Fig. 8.24 Diferencia de consumos en sistema HVAC con y sin estimador de carga térmica, carga tipo rampa y condiciones de invierno.

Para poder establecer los valores de potencia intercambiada dentro de las baterías de frío y calor en conjunto al humidificador, se debe hacer uso de las ecuaciones (8.1) y (8.2) al igual que en la sección 8.2.4 (ver Fig. 8.25). Nótese que el valor peak de potencia intercambiada en el humidificador para el controlador sin estimador de carga puede llegar fácilmente a los 15 [kW], manteniendo incluso dicho valor durante horas. Por otro lado, para el controlador con estimador de carga térmica el valor peak de potencia intercambiada en el humidificador puede llegar a los 11 [kW] para un instante de tiempo bastante acotado. Posteriormente, es posible ver como las potencias intercambiadas en las baterías de frío y calor en el controlador sin estimador de carga siguen siendo significativamente altas en comparación a las potencias intercambiadas en el controlador con estimador de carga.

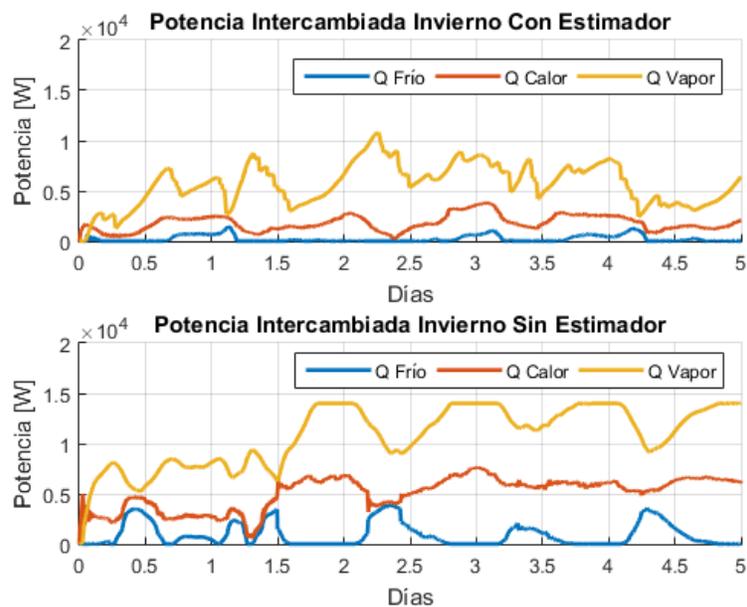


Fig. 8.25 Potencia intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de invierno.

Sin embargo, la información que realmente interesa estudiar es la energía total intercambiada por las baterías de frío y calor en conjunto al humidificador, para ello es necesario integrar las señales de potencia intercambiada referenciadas en la Fig. 8.25 (ver Fig. 8.26).

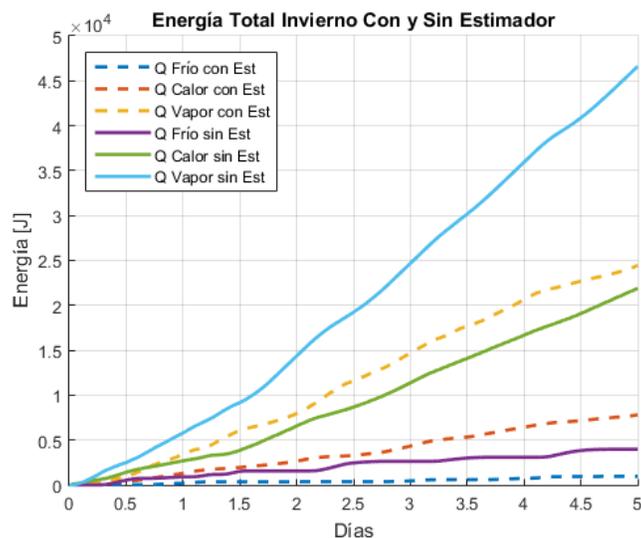


Fig. 8.26 Energía total intercambiada a través de baterías de frío, calor y humidificador, carga tipo rampa y condiciones de invierno.

Para una mayor comprensión de la gráfica anterior, se deja a disposición una tabla resumen la cual menciona la cantidad de energía intercambiada para las baterías de frío y calor en conjunto al humidificador para ambas estrategias de control (ver Tabla 8.2). Los detalles se explicarán en la siguiente sección.

Tabla 8.2 Resumen comparativo de energía intercambiada, invierno.

Condiciones Climáticas	Invierno		% Ahorro
	Con Estimador y Sistema VAV	Sin Estimador y Sistema VAV	
Estrategia de Control			-
Batería de Frío	0,958 [kJ]	3,984 [kJ]	76 [%]
Batería Calor	7,803 [kJ]	21,88 [kJ]	64,3 [%]
Humidificador	24,45 [kJ]	46,61 [kJ]	47,5 [%]
Total	33,21 [kJ]	72,47 [kJ]	54,17 [%]

8.4. Comparación eficiencia energética verano e invierno

En la Tabla 8.3 se cuantifica la eficiencia obtenida por el sistema HVAC para cada una de las condiciones climáticas, obteniéndose para el caso de verano una eficiencia de un 9,96%, mientras que para el caso de invierno un 54,17%, lo que nos indica que la estrategia de control con estimador de carga térmica es altamente efectiva, pero dependerá básicamente de las condiciones ambientales. Cabe destacar que los resultados obtenidos son exclusivamente para perturbaciones térmicas del tipo rampa, esto debido a que en la realidad es muy difícil tener cargas del tipo escalón, sobre todo al interior de un quirófano clase C. [3] y [14].

Tabla 8.3 Energía total transferida y reducción de consumo obtenido.

Condiciones Climáticas	Verano		Invierno	
	Con Estimador y Sistema VAV	Sin Estimador y Sistema VAV	Con Estimador y Sistema VAV	Sin Estimador y Sistema VAV
Batería de Frío	38,86 [kJ]	39,92 [kJ]	0,958 [kJ]	3,984 [kJ]
Batería Calor	14,54 [kJ]	16,95 [kJ]	7,803 [kJ]	21,88 [kJ]
Humidificador	0,789 [kJ]	3,299 [kJ]	24,45 [kJ]	46,61 [kJ]
Total	54,18 [kJ]	60,17 [kJ]	33,21 [kJ]	72,47 [kJ]
Reducción de Consumo	9,96 [%]		54,17 [%]	

8.5. Pruebas FAT

La presente sección tiene como objetivo implementar los controladores de lógica difusa correspondientes a la unidad manejadora de aire en conjunto al sistema VAV en un PLC virtual (1756-L64) mediante comunicación OPC a través de los softwares Matlab/Simulink & RSLogix5000 siendo a su vez controlados por una HMI diseñada en Factory Talk ME a través de una PanelView (1500) (ver anexo A y Fig. 8.31). Uno de los principales motivos para utilizar este método virtual en el desarrollo de las pruebas FAT se debe principalmente a la facilidad para revisar la lógica programada antes de su verdadera implementación, verificar el correcto funcionamiento de la estrategia de control, conocer la respuesta del sistema ante condiciones extremas, analizar errores de comunicaciones, etc.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la prueba FAT realizada, se debe considerar que el sistema fue sometido a perturbaciones del tipo rampa manteniendo las referencias de temperatura y humedad relativa constantes para el control climático de los cuatro quirófanos (22[°C] & 50% en todo momento). Cabe destacar que los resultados de carácter energético no se harán presentes debido al exceso de documentación.

8.6. Condiciones de verano

Se puede observar como el controlador experto implementado en el PLC virtual logra resultados similares para control de temperatura y humedad relativa referente a los cuatro quirófanos (ver Fig. 8.27).

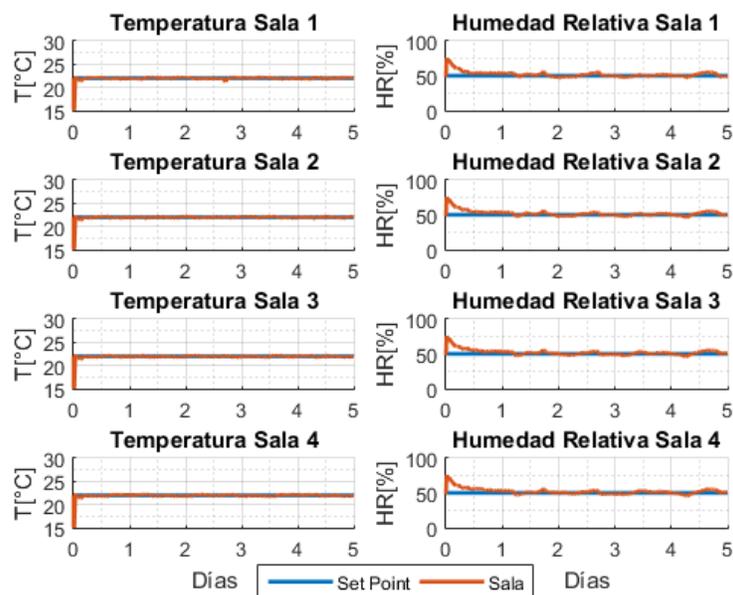


Fig. 8.27 Prueba FAT, control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de verano.

Por otro lado, la estrategia implementada en el PLC también es capaz de controlar de mejor forma la temperatura del quirófano correspondiente a la sala uno, esto es posible contrastar comparando las Fig. 8.2 y 8.28. Nótese que el sobre paso de temperatura disminuye levemente.

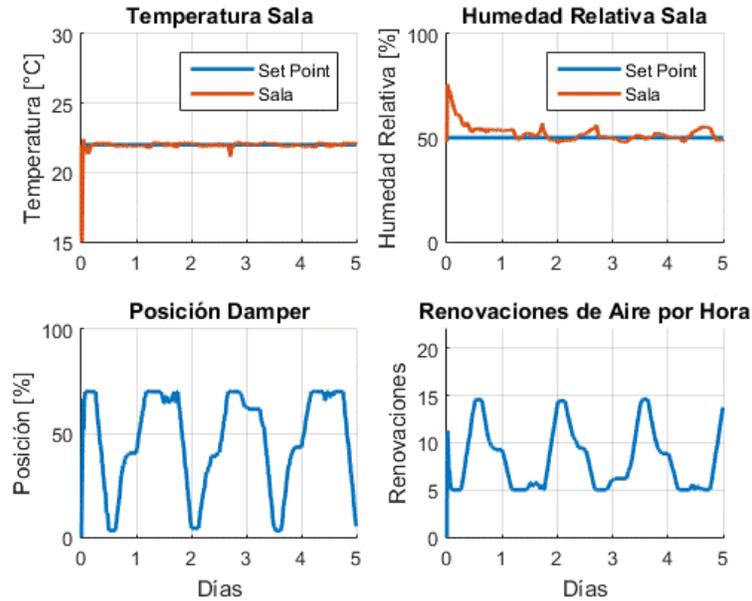


Fig. 8.28 Prueba FAT, control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de verano.

8.7. Condiciones de invierno

Ídem para condiciones de invierno (ver Fig. 8.29 y 8.30).

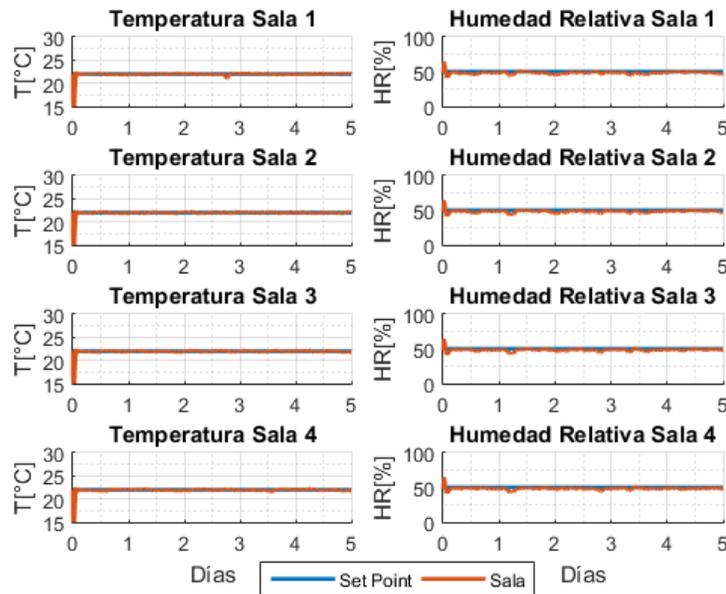


Fig. 8.29 Prueba FAT, control climático de cuatro quirófanos con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y condiciones de invierno.

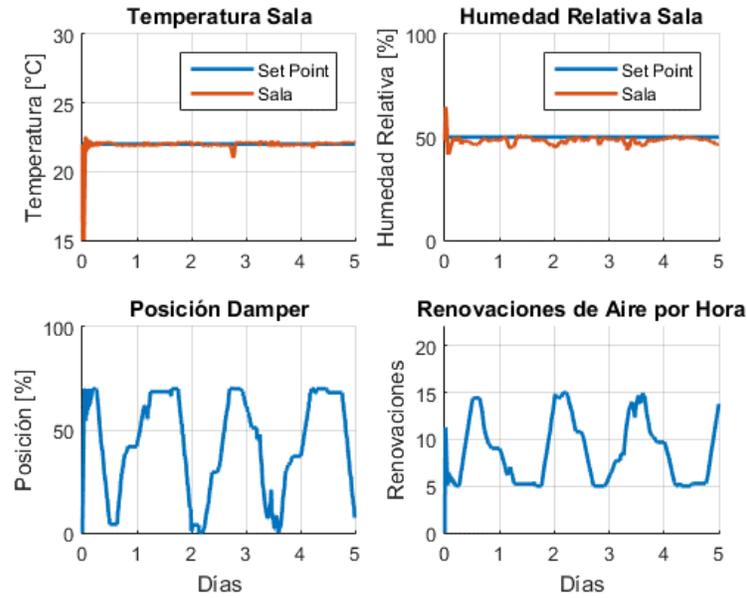


Fig. 8.30 Prueba FAT, control climático de quirófano N°1, con estimador de carga térmica, tipo de carga rampa y en condiciones de invierno.

Al estudiar los resultados arrojados por las pruebas FAT, es posible concluir que la implementación del sistema de control en un sistema HVAC real para control climático de quirófanos si es posible. Sin embargo, al considerar que la planta modelada pertenece en rigor a una representación en parámetros concentrados, éste entregará información acerca de la dinámica del sistema, extrapolando resultados a posibles realidades.

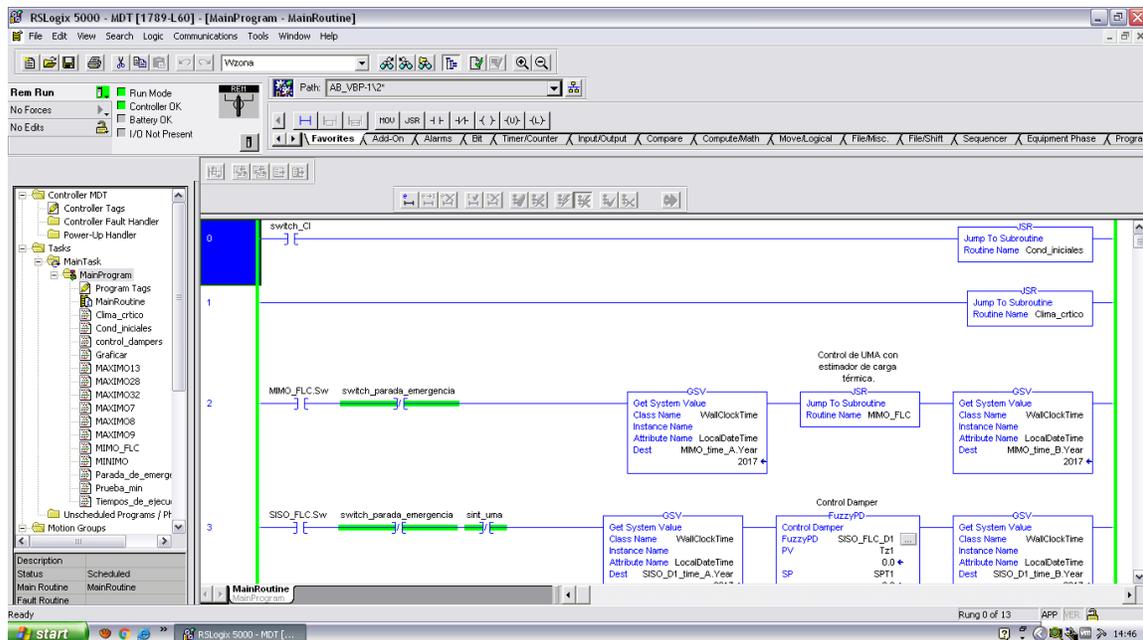


Fig. 8.31 Implementación de estrategia de control en RSLogix5000.

Capítulo 9. Discusión y conclusiones

9.1. Sumario

En el presente informe de memoria de título se realizó un estudio general aplicado a los sistemas HVAC junto a técnicas de eficiencia energética como estimadores de carga y sistemas VAV, acompañado de todas las normas de climatización de hospitales. Por otro lado, se estudió toda la base teórica de la psicrometría del aire la cual entregó los conocimientos necesarios para poder abordar el problema, enunciando conceptos como humedad, entalpía, temperatura de bulbo húmedo, de bulbo seco, entre otros. Cabe destacar que los objetivos generales/específicos e hipótesis del trabajo también son desarrollados en ésta primera etapa.

Posteriormente, se introduce el problema de calor, ventilación y aire acondicionado, indicando los criterios de diseño que se contemplarán en la simulación del proceso además del tipo de inmueble y modelo de unidad de tratamiento de aire a utilizar. Luego, para una mayor comprensión del problema se deja a disposición un esquemático conceptual en donde es posible entender el problema sin grandes conocimientos en el área, además de un diagrama P&ID el cual explica en detalle cómo está organizada la estrategia de control con respecto a la instrumentación utilizada en las distintas áreas del hospital.

Una vez completado lo anterior, se da paso a la definición del problema de eficiencia energética en edificios, explicando los beneficios del uso de las condiciones climáticas externas y los sistemas VAV, indicando sus funcionalidades y características propias que aportan en la eficiencia.

Luego, se propusieron los modelos matemáticos que describen cada uno de los distintos subprocesos, indicando balances de energía en el agua de circulación, en la superficie del serpentín, además de la temperatura y humedad de salida del aire en estado seco y húmedo junto al humidificador por vapor, por otro lado, también se mencionan a las ecuaciones que describen la eficiencia de la caja de mezcla junto al recuperador de calor.

Posteriormente, se procede con la construcción e integración de modelos la cual muestra los bloques de control de Simulink relacionado a los modelos anteriores, explicando a grandes rasgos el funcionamiento de cada uno de ellos.

Definido lo anterior, se da paso al diseño de las estrategias de control con y sin elementos de eficiencia energética, en donde se explica el uso de reglas de cada uno de los controladores difusos diferenciando sus principales características, además de los métodos de inferencia utilizados.

Luego, se presenta el diseño de la interfaz HMI el cual se encarga de realizar de manera más

fácil e intuitiva el control climático de los quirófanos, indicando como ejercer una correcta sintonización del proceso y como establecer un fácil monitoreo de las variables.

Finalmente, se contrastan los resultados con y sin técnicas de eficiencia energética mediante simulaciones, dejando en claro la cantidad de ahorro energético generado para las distintas estaciones del año (verano e invierno).

Cabe destacar que toda simulación del proceso HVAC se realizó a través del software Matlab/Simulink mediante modelos matemáticos validados por la literatura. Por otro lado, los softwares RSLogix5000 y Factory Talk ME fueron utilizados para realizar las pruebas FAT a través de un PLC Allen Bradley 1756-L64 virtual en conjunto a una PanelView Plus 6 1500 de la misma marca. Todos los controladores fueron diseñados con el fin de lograr un confort higrotérmico de acuerdo a los criterios señalados por la ASHRAE dentro de hospitales, específicamente para quirófanos clase C, contemplando en todo momento las técnicas de eficiencia energética mencionadas con anterioridad.



9.2. Conclusiones

Del sistema HVAC con inyección de volumen de aire variable (VAV).

- Un sistema HVAC en resumen es un sistema que se encarga de analizar métodos y técnicas que estudian y trabajan el tratamiento del aire en cuanto a su enfriamiento, calentamiento, deshumidificación, calidad, movimiento, entre otras. Por otro lado, un sistema VAV es un sistema encargado de variar el volumen de aire suministrado a cada una de las zonas a temperatura y humedad constante, compensando los cambios de carga térmica dentro de cada uno de los espacio a climatizar.
- Es posible modelar el sistema completo sin problemas a través de balances de masa y energía considerando el caso de cuatro quirófanos clase C con distribución de volumen de aire variable idealizado y una única unidad de tratamiento de aire.
- La unidad de tratamiento de aire diseñada es capaz de climatizar los cuatro quirófanos según las renovaciones de aire exigidas por los criterios de ASHRAE.

Del control experto para sistema VAV

- El sistema de control experto es una estrategia de control la cual se diferencia de los demás controladores gracias a su versatilidad en los sistemas multivariable no lineales como el caso de las unidades de tratamiento de aire, incluyendo también casos más sencillos como el flujo aire. Lo anterior se debe principalmente a que este lleva consigo una base de datos de reglas pre-programadas de un operador experto el cual conoce en detalle el comportamiento de la planta, de este modo resulta mucho más fácil controlar el proceso a través de reglas que por métodos de control clásico.
- El controlador es capaz de controlar la temperatura satisfactoriamente dentro de cada una de las zonas incluso en presencia de perturbaciones térmicas (calor sensible y latente) del tipo escalón y rampa.
- La implementación de un sistema de control con inyección de volumen de aire variable es capaz de contribuir con la eficiencia térmica del sistema HVAC de forma general, disminuyendo el uso de los actuadores dentro de la unidad de tratamiento de aire.

Del control experto para unidad mantenedora de aire con estimador de carga térmica

- Es posible implementar un estimador de carga térmica total para los cuatro quirófanos a climatizar por medio de ecuaciones de balance de masa y energía las cuales describen

parte del proceso, para ello debe ser posible medir las variables de temperatura y humedad relativa dentro de cada una de las zonas. El estimador es sometido a pruebas de tipo escalón y rampa, siendo este último el implementable para un caso real, obteniéndose un error de estimación máxima de 1450 [W] para el calor sensible y 4.2×10^{-4} [kg H₂O/kg aire] para el calor latente.

- Es posible implementar un selector de clima crítico para un óptimo uso de los actuadores dentro de la unidad manejadora de aire.
- Al realizar la comparación entre los controladores con y sin estimador de carga térmica es posible ver como la técnica de eficiencia energética puede disminuir el uso de actuadores aprovechando las condiciones climáticas externas, reduciendo un 9,96% el consumo energético en verano y un 54,17% en invierno.

De la prueba FAT

- La prueba FAT (aceptación en fábrica) permite al ingeniero encargado de proyecto verificar el comportamiento del sistema de control antes de ser implementado en planta, lo que permite reducir costos, disminución de tiempo de puesta en marcha y a su vez reducir los posibles riesgos de implementación. Gracias al software Matlab/Simulink cualquier planta puede ser modelada matemáticamente, lo cual permite al ingeniero verificar el peor de los casos sin la necesidad de llevarlo a cabo en la implementación. Una de las principales ventajas de la prueba FAT es controlar la planta modelada a través de un PLC virtual por medio de comunicación OPC en tiempo real.
- La prueba FAT realizada entrega un comportamiento similar a los resultados obtenidos por simulación, lo cual indica que la estrategia de control si se puede testear e implementar en una planta real.
- Es posible implementar una interfaz HMI para la realización de las pruebas FAT, haciendo más intuitivo y sencillo el uso de los controladores, monitoreando a la vez las respectivas alarmas y enclavamientos del sistema.

9.3. Trabajo Futuro

A modo de complementar el estudio realizado, se han identificado las siguientes líneas de investigación y/o desarrollo:

1. Implementación de un sistema de control experto que considere las variaciones de presión estática dentro de los conductos del sistema VAV como dentro de las salas, esto con el fin de acercarse más a la realidad y no utilizar modelos ideales.
2. Implementación de un modelo más real para los ventiladores y variadores de frecuencia, con el fin de que puedan ser controlados.
3. Modelación del proceso HVAC con parámetros distribuidos mediante elementos finitos el cual pueda ayudar a visualizar de forma más certera la distribución del aire climatizado dentro del inmueble, esto con el fin de medir los posibles retardos dentro de la zona y la calidad de circulación.



Bibliografía

- [1] Víctor E. Melo, “Metodología de Diseño de un Sistema de Control Experto para la Climatización de Quirófanos” Memoria de Título, Ingeniero Civil Biomédico, Abril 2012, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción.
- [2] Carlos A. Mansilla, “Estudio Comparativo de Unidades de Tratamiento de Aire para Quirófanos con Mezcla Versus Intercambiador de Calor Sujeto a Control Experto” Memoria de Título, Ingeniero Civil Electrónico, Abril 2014, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción.
- [3] Leandro F. Monsalve, “Implementación de Estimador de Carga Térmica en Unidad Manejadora de Aire” Memoria de Título, Ingeniero Civil Electrónico, Enero de 2017, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción.
- [4] Zheng Xiaoqing, “*Self-Tuning Fuzzy Controller for Air-Conditioning Systems*” Thesis for the Degree of Master of Engineering, 2002, Department of Mechanical Engineering, National University of Singapore.
- [5] ASHRAE “*Handbook-Fundamentals*”. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009.
- [6] P. Ubilla, *Ingeniería en Ventilación y Filtración de Aire*, 3era ed. Santiago, Chile: Aqualogy, 2014.
- [7] J. Caton, *MEEN 421 Thermal Fluid Analysis and Design*, 4th edition. Texas, USA: McGrawHill, 2001.
- [8] S. Soyguder, M. Karakose, and H. Alli. “Design and Simulation of Self-Tuning PID-Type Fuzzy Adaptive Control for an Expert HVAC System,” *Expert Systems with Applications*, vol. 36, pp. 4566-4573, Apr. 2009.
- [9] L. Xing, S. Yang, and Q. Lu. “Self-Tuning Fuzzy PID Controller for Temperature Control in Variable Air Volume Air Conditioning Systems,” International Conference on Information and Automation. Qingdao, China. 20-23 Jun. 2010.
- [10] S. Hu, and Q. Ding. “Dynamic Model of Air Handling Units and Effect of Different Influential Factors,” International Conference on Information and Automation. Ningbo, China. 1-3 Aug 2016.

- [11] B. Arguello, and M. Vélez. “*Design of a Nonlinear HVAC Control System with Thermal Load Estimation*,” Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications, Sept. 1995.
- [12] Y. Yamakawa, T. Yamazaki, K. Kamimura, and S. Kurosu. “Compensation of Manual Reset to Offset Thermal Loads Change for Air-Conditioning System,” SICE annual Conference. Tokyo, Japan. 20-22 Aug. 2008.
- [13] P. Radecki, and B. Hencsey. “Online Model Estimation for Predictive Thermal Control of Buildings,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 25, pp. 1414-1422, Aug. 2016.
- [14] N. Alibabaei, A. Fung, K. Raahemifar, and A. Moghimi. “Effects of Intelligent Strategy Planning Models on Residential HVAC System Energy Demand and Cost During the Heating and Cooling Seasons,” *Applied Energy*, vol. 185, pp. 29-43, Jan. 2017.
- [15] Y. Yao, and L. Wang. “Energy Analysis on VAV System with Different Air-Side Economizers in China,” *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 1220-1230, Aug. 2010.
- [16] J. Ávila, “*Diseño de sistemas de control para soluciones con eficiencia térmica para sistema HVAC en edificios*”, Informe final proyecto electrónico, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción, Chile, Junio 2017.
- [17] “Capítulo 7: Calefacción, ventilación, aire acondicionado”, *College of Engineering, University of Kentucky*, Disponible en: https://www.uky.edu/bae/sites/www.uky.edu/bae/files/CAPITULO_7.pdf
- [18] “Apuntes de 19 – Sistema VAV y Fan-coils de la asignatura de Instalaciones II”, *Escuela Técnica Superior de Arquitectura de la Universidad de Granada*, Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/292713754/19-Sistema-VAV-y-Fan-coils>
- [19] M. Rosell, A. Muñoz, “*Ventilación general en hospitales*”, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, NTP 859, Barcelona, España, 2010.
- [20] “Aire acondicionado y su historia”, *artículo de opinión Ingeniero Alfredo Sotolongo miembro de ASME, AEE y ASHRAE*, Disponible en: <http://www.acrlatinoamerica.com/201208294926/articulos/otros-enfoques/aire-acondicionado-y-su-historia.html>
- [21] “Enfriamiento evaporativo: enfriar el aire con agua”, *empresa CAREL página web*, Disponible en: <http://www.carel.mx/evaporative-cooling>

- [22] “VAV and CAV systems”, *Price TWA engineered solutions página web*, Disponible en: <http://www.pricetwa.co.uk/products/vav-and-cav-systems>
- [23] “High Pressure HVAC System Variable Air Volume Unit VAV Box”, *Alibaba página web*, Disponible en: https://www.alibaba.com/product-detail/High-Pressure-HVAC-System-Variable-Air_60531993902.html
- [24] “Multiple zone air systems: Single-duct, Variable Air Volumen Systems”, *Machinery equipment online página web*, Disponible en: <http://machineryequipmentonline.com/hvac-machinery/multiple-zone-air-systemssingle-duct-variable-air-volume-systems/>
- [25] “Air side systems, VAV systems, HVAC”, *Sathyananda Moodya blogspot página web*, Disponible en: <http://sathyanandamoodya.blogspot.cl/2017/02/air-side-systems-vav-systems-hvac.html>
- [26] “Ceiling diffusers and grilles”, *Air Trade Centre durable HVAC Solutions página web*, Disponible en: <http://www.airtradecentre.com/SA/EN/documentation/A04.032.1-APK-4-Ceiling-diffusers/?cf=083236051a8f55bcb072a5>
- [27] “Psicrómetro”, *Wikiwand página web*, Disponible en: <http://www.wikiwand.com/es/Psicr%C3%B3metro>
- [28] Segovia, Juan. “Fundamentos de Lógica Difusa”, Tópicos en control automático. Universidad de Concepción. Noviembre 2016.
- [29] “Medical Services”, *First Consultants Medical Centre*, Disponible en: <http://fcmcng.com/services/>
- [30] “Operating Room, AMhouse”, *Air Water safety service inc página web*, Disponible en: <https://www.awb.co.jp/en/business-and-products/medical-business/operatingdepartment/operating-room/>
- [31] “Fresh Air Ventilation”, *Lossnay Kanzen Air Handling Units, product information Mitsubishi Electric*, Disponible en: <http://library.mitsubishielectric.co.uk/pdf/book/lossnay-kanzen-product-information-sheet#page-1>
- [32] “ControlLogix Control System”, *TecTesla Technologies Limited página web*, Disponible en: <http://www.tecteslabd.com/control%20logix%20plc.html>

- [33] “Allen Bradley PanelView Plus 1500 Touchscreen & Keypad Display”, *KR Automation inc página web*, Disponible en: <http://krautomationinc.com/item/2909/Allen%20Bradley%20711PB15C4D9%20PanelView%20Plus%201500%20Touchscreen%20&%20Keypad%20Display>
- [34] “Psicrometría, Carta Psicrométrica”, *DocSlide dokumen tips página web*, Disponible en: <https://dokumen.tips/documents/carta-psicrometrica-5584644348327.html>
- [35] “Confort Térmico”, *Alternativa Renovable con Tecnologías Limpias página web*, Disponible en: <http://alternativarenovable.blogspot.cl/2016/01/confort-termico.html>
- [36] “Industrial, Chillers, Boilers, HVAC and Controls Contractor”, *Northern Services Inc página web*, Disponible en: <http://www.northernserviceinc.com/>
- [37] “La ventilación del siglo XXI”, *Certificación energética omm! Arquitectos página web*, Disponible en: <http://certificadosenergeticossomm.com/blog/la-ventilacion-del-siglo-xxi>
- [38] “Ventilación en el control de incendios”, *Mundo HVAC&R página web*, Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2015/05/ventilacion-en-el-control-de-incendios/>
- [39] “Bomba de calor, funcionamiento”, *Tecnología industrial página web*, Disponible en: <http://www.tecnologia-industrial.es/BOMBA%20DE%20CALOR.htm>
- [40] “Aire acondicionado Chiller”, *ElectroClima página web*, Disponible en: <https://www.electroclima.com.pe/producto/aire-acondicionado-chiller/>
- [41] A. Siddiqui, S. Haque. “Analysis On Cooling Water Circuit Of A Compressor House – A Case Study,” *International Journal of Engineering and Technical Research*, vol. 2, pp. 110-113, Aug. 2013.
- [42] “Filtros Absolutos HEPA de Alta Eficiencia”, *faarvent acondicionamiento del aire página web*, Disponible en: <http://www.faarvent.com.mx/filtros-hepa/>
- [43] “¿Cómo aprovechar el sol en nuestras viviendas?”, *SPARA rehabilitación sostenibilidad página web*, Disponible en: <http://spara.es/i-campus-izarra-centre-como-aprovechar-el-sol-en-nuestras-viviendas/>
- [44] “Ahorros Energéticos: Aspectos Bioclimáticos”, *2D'Arquitectura página web*, Disponible en: <http://dosdearquitectura.blogspot.cl/2013/02/>

- [45] “Cómo elegir tu aire acondicionado”, *Expertclima expertos en climatización página web*, Disponible en: <https://expertclima.es/content/8-como-elegir-tu-aire-acondicionado>
- [46] “El sistema de ventilación más eficiente”, *Vivienda Saludable página web*, Disponible en: <https://www.viviendasaludable.es/confort-bienestar/ventilacion-humedades/el-sistema-de-ventilacion-mas-eficiente>
- [47] “Confort Higrotérmico”, *SCRIBD sitio web para compartir documentos*, Disponible en: <https://es.scribd.com/document/141811435/Confort-higrotermico>
- [48] “Calefacción Central”, *Wikipedia enciclopedia libre*, Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Calefacci%C3%B3n_centralizada
- [49] “Ventilación natural, una alternativa sostenible al aire acondicionado”, *remica página web*, Disponible en: <http://remicaserviciosenergeticos.es/blog/ventilacion-natural-una-alternativa-sostenible-al-aire-acondicionado/>
- [50] “Funcionamiento de una torre de enfriamiento”, *EcuRed página web*, Disponible en: https://www.ecured.cu/Torres_de_enfriamiento
- [51] “Ahorro de energía en sistemas de aire acondicionado”, *Mundo HVAC&R página web*, Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2013/05/ahorro-de-energia-en-sistemas-de-aire-acondicionado-2/>

Anexo A. Equipamiento para implementación

A.1. Unidad de tratamiento de aire

De acuerdo a todas las características necesarias para la implementación de la simulación, una posible unidad de tratamiento de aire que cumpla con las exigencias requeridas es [31]:



Fig. A.1 UTA Mitsubishi Electric Lossnay Kanzen LK-750.

Tabla A.1 Características de UTA Mitsubishi Electric Lossnay Kanzen LK-750.

Características	Valor
Rated Airflow	7500 [m3/h]
Airflow range	5500 – 7500 [m3/h]
Max Static Pressure (Factory settings)	250 [Pa]
Max Static Pressure Configuration Option	400 [Pa]
Coil Capacity Cooling (Rated)	26,6 [kW]
Recovery Module Capacity Cooling Rated	22,9 [kW]
Total Capacity	49,5 [kW]
Coil Capacity Heating (Rated)	31,5 [kW]
Recovery Module Capacity Heating Rated	54,4 [kW]
Total Capacity	85,9 [kW]
Sensible Heat Recovery Efficiency	72 %
Total Heat Recovery Efficiency Cooling	62 %
Total Heat Recovery Efficiency Heating	67 %
Number of Lossnay Heat Recovery Modules	6
Supply fans Power Input / 250 Pa	2,9 / 3,1 [kW]
Returns fans Power Input / 250 Pa	1,6 / 2,7 [kW]
Auxiliary Transformer	0,15 [kW]
Total Power Input	4,65 / 5,95 [kW]
COP / EER (Rated)	7,88 / 4,63
Filter Section	Rigid Pocket, F7 Class (EU7)
Outdoor Unit	PUHZ-ZRP250YKA
Monoblock Dimensions (WxDxH)	4450 x 1870 x 2300 [mm]
6 Section Dimensions (WxDxH)	4850 x 1870 x 2430 [mm]
Monoblock Weight	2380 [kg]
6 Section Dimensions Weight	2650 [kg]
Outdoor Unit Dimensions	1050 x 330 +30 x 1338 [mm]
Outdoor Unit Weight	141 [kg]
Electric Pre-Heating Coil	12 [kW]
Price	£19.879,00 (2017)

A.2. Controlador lógico programable

A continuación, se presenta el PLC utilizado para la simulación del control climático de cuatro quirófanos [32].



Fig. A.2 PLC Allen Bradley 1756-L64.

Tabla A.2 Características de PLC Allen Bradley 1756-L64.

Feature	1756-L61, 1756-L62, 1756-L63, 1756-L64, 1756-L65	1756-L72, 1756-L73, 1756-L74, 1756-L75
Controller tasks	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 32 tasks ▪ 100 programs/task ▪ Event tasks: all event triggers 	
Built-in communication ports	1 port RS-232 serial	1 port USB
Communication options	<ul style="list-style-type: none"> ▪ EtherNet/IP ▪ ControlNet ▪ DeviceNet ▪ Data Highway Plus ▪ Remote I/O ▪ SynchLink ▪ Third-party process and device networks 	
Built-in port	Serial	USB
Controller connections supported, max	250	500
Network connections, per network module	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 100 ControlNet (1756-CN2/A) ▪ 40 ControlNet (1756-CNB) ▪ 256 Ethernet/IP; 128 TCP (1756-EN2x) ▪ 128 EtherNet/IP; 64 TCP (1756-ENBT) 	
Controller redundancy	Full support	
Integrated motion	<ul style="list-style-type: none"> ▪ EtherNet/IP connection ▪ SERCOS interface ▪ Analog options (encoder input, LDT input, SSI input) 	
Programming languages	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Relay ladder ▪ Structured text ▪ Function block ▪ SFC 	

A.3. PanelView



Fig. A.3 PanelView Plus 6 1500, Allen Bradley [33].

Tabla A.3 Características de PanelView Plus 6 1500, Allen Bradley.

Attribute	1500 color
Operator input	Keypad, Touch, or Key/Touch
Display type	Color active-matrix TFT
Display size	15 in.
Display area (WxH)	304x228 mm (12.0 x 9.0 in.)
Resolution	1024 x 768, 18 bit color graphics
Luminance	300 cd/m ² (Nits)
Backlight	CCFL, 50,000 hours min at 25 °C (77 °F), field replaceable Backlight for 1250 high-bright display module is not replaceable
Touch screen	8-wire analog resistive Actuation: 1 million presses; operating force: 10...110 g
Keypad description	Stainless-steel membrane Numeric, navigation, and function keys Actuation: 1 million presses; operating force: 340 g
Keypad function keys	40 function keys F1...F20 and K1...K20
Battery (real-time clock)	Battery-backed clock timestamps critical data, accuracy is ±2 minutes per month Battery life: 4 year min at 25 °C (77 °F) Field-replaceable: cat. no. 2711P-RY2032 or equivalent CR2032 coin-cell lithium battery
Memory	512 MB RAM, 512 MB nonvolatile memory (approx. 79 MB free user memory)
Software	FactoryTalk View Machine Edition software, version 6.0 or later FactoryTalk ViewPoint software, version 1.2 or later

Anexo B. Diagrama psicrométrico, elementos de eficiencia térmica e Historia HVAC

B.1. Diagrama psicrométrico real

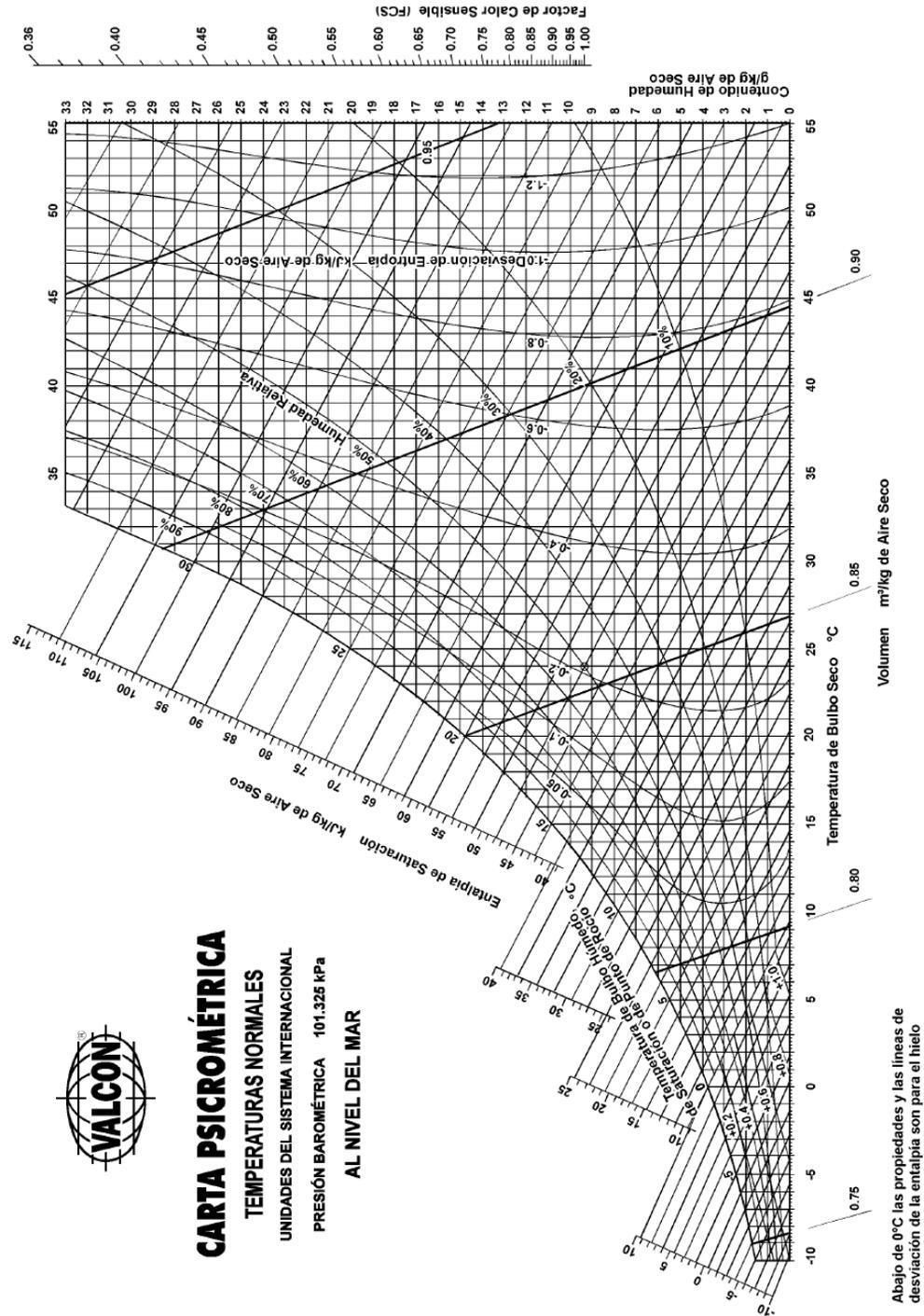


Fig. B.1 Diagrama psicrométrico real para presión constante a nivel del mar [34].

B.2. Definición HVAC

Calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) es la tecnología destinada a la climatización de inmuebles en general, manteniendo un confort ambiental óptimo para las labores del ser humano. Su objetivo es proporcionar confort higrotérmico y calidad del aire aceptable dentro de inmuebles tales como hogares, oficinas, hospitales, centros comerciales, edificios industriales, incluso hasta en barcos, submarinos, entre otros.

Cabe destacar que el diseño del sistema HVAC es una subdisciplina de la ingeniería mecánica, esta se encarga de usar los principios de la termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor para el correcto diseño y elección de tuberías, unidades de tratamiento de aire, conductos de aire, chillers, calderas, torres de enfriamiento, ventilación, etc.

B.3. Historia HVAC

Según se relata en [20], todo comienza desde la prehistoria cuando el ser humano buscaba como refrescarse de los climas tropicales, una posible solución era trasladarse a áreas cercanas a la costa o simplemente ir a las montañas. Otra alternativa menos eficiente pero rápida que funcionaba en situaciones extremas, era aumentar la evaporación del sudor mediante el abanico de mano que fue inventado hace más de 4.000 años. El abanico aumenta la circulación de aire sobre la piel, siendo éste el mismo principio que el de las torres de enfriamiento. Los problemas de calefacción en cambio se solucionaban con la presencia del fuego y la ventilación no era al parecer un gran problema en esa época.

El primero en desarrollar el abanico fue el inventor chino Ding Huan durante el siglo II, su abanico era capaz de mover grandes masas de aire de forma manual ya que poseía un diámetro de aproximadamente 2 metros, este dispositivo podría refrescar incluso una habitación completa.

Luego en el año 1758 un norteamericano llamado Benjamín Franklin escribió una carta a un amigo donde explica que había experimentado con líquidos volátiles de rápida evaporación como el alcohol y el éter para tratar de enfriar el agua. En la misma carta cuenta que logró disminuir la temperatura del agua de 64[°F] (18[°C]) hasta 6[°F] (-14 [°C]), por debajo de los 32[°F] (0 [°C]) del punto de congelación del agua, produciendo hielo.

Tiempo después, en el año 1818 el físico inglés Michel Faraday demostró que si una sustancia volátil, como por ejemplo el amoníaco, es comprimida y condensada utilizando fuerza mecánica y segundos después se deja evaporar rápidamente, se logra enfriar agua.

Unos años después, el doctor en medicina John Gorrie, en el estado de la Florida, notó que los pacientes se recuperaban mucho mejor en climas fríos que en calientes. Esto dio inicio a un nuevo enfoque de la climatización en esa época, el único problema era que se debía transportar hielo en barcos desde el norte de Estados Unidos hasta Florida. Gorrie instalaba bandejas con hielo pegadas al techo sobre las camas de los pacientes, el aire se enfriaba y bajaba sobre el paciente, esto debido a que el aire frío es más pesado que el caliente y salía de la habitación a través de infiltraciones del suelo. Tiempo después Gorrie siguió experimentando para lograr hacer hielo de forma mecánica y en el año 1851 le otorgaron la patente de una máquina que operaba basada en el principio de Faraday. Dejó la medicina para dedicarse a perfeccionar su invento, pero cuando la persona que financiaba sus investigaciones falleció, no le fue posible continuar y murió en la pobreza en el año 1855.

Finalmente en el año 1902 llegó Willis Carrier, un joven ingeniero que trabajaba para la empresa Buffalo Forge Company en Buffalo, New York. Carrier inventó el equipo moderno de aire acondicionado para utilizarlo en una imprenta. Comprimiendo amoníaco y después evaporándolo, de esta forma enfriaba agua la cual pasaba por dentro de serpentines que a su vez enfriaban y le quitaban vapor de agua al aire por medio de la condensación. El aire era distribuido utilizando conductos por toda la imprenta.

Este sistema era práctico para aplicaciones industriales, pero no era recomendable para otras aplicaciones ya que el amoníaco es muy tóxico y los equipos ocupaban mucho espacio. Al principio de los años 20, Carrier desarrolló un compresor mucho más eficiente y utilizaba un refrigerante que no era tóxico que se llamaba dielene. La empresa DuPont no desarrolló el Freón hasta el año 1928.

Alrededor del año 1925 se utilizó el aire acondicionado en salas de cine y tiendas por departamento ya que se dieron cuenta que la presencia de clientes aumentó considerablemente en los meses de verano. Sin embargo, los edificios de oficina no utilizaron aire acondicionado hasta que los fabricantes empezaron a comprobar, a través de estudios, que aumentaba la productividad de los empleados hasta un 24% en ambientes climatizados.

Al igual que otros inventos del siglo XX, el aire acondicionado ha generado un gran impacto en aplicaciones industriales, comerciales y residenciales, mejorando la productividad y el confort. Hoy en día, el principal reto de los ingenieros dedicados a ésta área es aplicar efectivamente estos recientes productos satisfaciendo la necesidad de ahorrar energía y a la vez obtener la más pronta recuperación de la inversión.

B.4. Confort higrotérmico

Según [16] y [47], puede definirse confort higrotérmico, confort humano o comodidad higrotérmica (CH) como la ausencia de malestar térmico en un determinado lugar. En fisiología se dice que hay confort higrotérmico cuando no tienen que intervenir los mecanismos termorreguladores del cuerpo para una actividad sedentaria y con una indumentaria ligera. Esta situación puede registrarse mediante índices que no deben ser sobrepasados para que no pongan en funcionamiento los sistemas termorreguladores (metabolismo, sudoración, entre otros).

Al estar sentado en una habitación con ropa liviana y realizando una actividad ligera, se dice que la sensación de satisfacción térmica se alcanza entre los 21 [°C] y 25 [°C]. La humedad relativa (HR), a la que normalmente se le acusa como causa de incomodidad, es menos significativa ya que la tolerancia del cuerpo humano es grande, admitiendo límites entre 20% y 75% [3].

Para comprender qué condiciona el bienestar y su relación con la arquitectura de la edificación debe asumirse que el cuerpo humano produce calor y lo intercambia con el ambiente que lo rodea. Se conoce la transferencia de calor por conducción, radiación y convección, pero un caso especial es la transferencia de calor por evaporación.

B.5. Transferencia de calor por evaporación

Es la transmisión de calor unidireccional del organismo hacia el aire ambiente por la evaporación cutánea y respiratoria. Esta pérdida de calor del organismo depende de la cantidad de sudor evaporada y la evaporación depende de la velocidad del aire ambiente, de su temperatura y de la presión parcial de vapor de agua [47].

Se puede observar en la Fig. B.2 [35] que el 24% de las pérdidas de calor del cuerpo humano es debido a la evaporación propia del sudor, mientras que las pérdidas por convección, radiación, conducción y por digestión suman el 76% restante.

A modo de resumen, se establece que la comodidad higrotérmica depende principalmente de la radiación de los materiales circundantes, principalmente de las paredes de la envolvente del edificio (temperatura y capacidad calorífica), de la temperatura ambiente del aire, la velocidad del aire y la presión parcial de vapor de agua o tensión de vapor del aire ambiente.

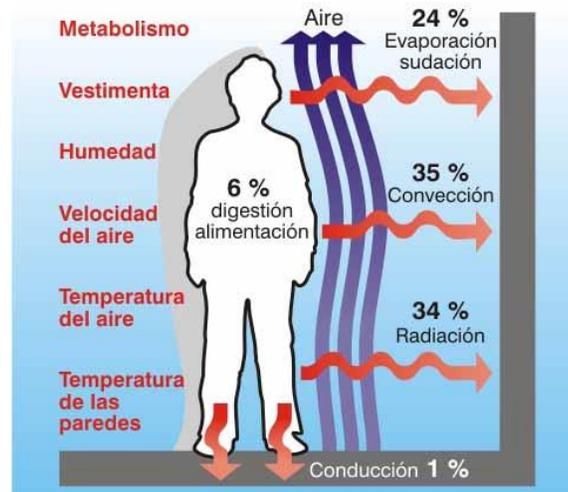


Fig. B.2 Pérdidas de calor del cuerpo humano.

Es claro ver que la comodidad higrotérmica no se define exclusivamente por una temperatura y una humedad. El hecho de que un ambiente interior tenga un sistema de climatización, con el termostato fijado a 23 [°C] y 50% de humedad relativa, no supone que la comodidad higrotérmica sea la requerida porque ésta también depende de otros parámetros como el índice metabólico y el índice de indumento (abrigo), recordar que la ropa del individuo funciona como aislante térmico, es por lo anterior que actualmente se cuestiona que la comodidad higrotérmica para hombres sea igual al de las mujeres, sobre todo para los casos en que el inmueble corresponda a una oficina (las camisas, pantalones, faldas, sweaters, pantimedias, entre otros, asignan distinto aislamiento térmico en los individuos de distinto sexo).

B.6. Calefacción

Según su definición corresponde a la acción de calentar un lugar o simplemente un conjunto de aparatos que forman un sistema el cual sirve para calentar un lugar, específicamente un edificio o una parte de él.

Para sistemas HVAC [48] el sistema de calefacción centralizada más común es el de agua caliente que emplea una caldera donde se calienta el agua con emisores del tipo radiador o de suelo radiante en los locales habitados, llevando el agua caliente por medio de una red de tuberías (ver Fig. B.3) [36]. También puede ser calefacción por vapor o mediante aire caliente. Este sistema es el que se encarga de suministrar agua caliente a las baterías de calor de las unidades de tratamiento de aire con el fin de aumentar la temperatura del aire o la capacidad de humedad. Existen calderas a gas, petróleo y electricidad, lo anterior dependiendo el caso de la zona a climatizar.



Fig. B.3 Caldera de calefacción central.

B.7. Ventilación

Se denomina ventilación al acto de mover o dirigir el movimiento del aire para un determinado propósito. Esta acción es altamente utilizada en procesos químicos industriales como también en oficinas, centros comerciales, bibliotecas y hogares. Por otro lado, existen diversos tipos de ventilación como lo son la ventilación por capas, cruzada, por inyección de aire o sobrepresión, por extracción de aire o presión negativa, localizada o puntual y la general.

Para los sistemas HVAC resulta conveniente analizar los dos tipos de ventilación más frecuentes en la mayoría de los inmuebles (oficinas, hospitales y centros comerciales), estos se detallan a continuación.

B.8. Ventilación natural

La ventilación natural es una estrategia de enfriamiento pasivo que consiste en favorecer las condiciones para que se produzcan corrientes de aire. De este modo, el aire interior se renueva y se reduce la sensación de calor [49].

Se habla de ventilación natural cuando no es necesario un aporte de energía artificial para conseguir la renovación del aire (ver Fig. B.4) [37], mientras que con la ventilación forzada se recurrirá al uso de ventiladores para conseguir esa renovación.

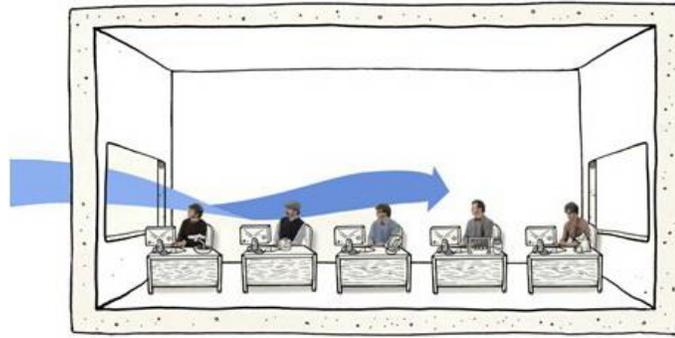


Fig. B.4 Ventilación natural.

B.9. Ventilación forzada

La ventilación forzada, también conocida como ventilación mecánica, es el proceso mediante el cual se suministra o extrae aire de un determinado espacio, utilizando dispositivos mecánicos (ventiladores) con el objeto de controlar los niveles de calor, extraer gases contaminantes, diluir partículas y polvillos producto de procesos industriales y proveer oxígeno necesario para el personal o habitantes del recinto a ventilar. Esta es utilizada cuando la ventilación natural es insuficiente o no tiene la capacidad de mantener un espacio determinado en condiciones confortables (ver Fig. B.5) [38].



Fig. B.5 Ventilación forzada.

B.10. Aire acondicionado

Se entiende por el acondicionamiento del aire como el proceso que enfría, limpia y circula el aire, controlando, además, su contenido de humedad. En condiciones ideales se logra todo esto en

condiciones simultáneas, pero para el caso de los HVAC se refiere principalmente al enfriamiento del aire, para ello es importante tener en cuenta el funcionamiento del ciclo de refrigeración tradicional y el conocimiento de cuáles son los equipos que actualmente se dedican a la refrigeración del agua en edificios.

B.11. Ciclo de refrigeración por compresión

En un ciclo de refrigeración por compresión el refrigerante que se encuentra dentro de los serpentines seguirá el siguiente ciclo (ver Fig. B.6) [39]:

- I. Se comprime dentro de un compresor para aumentar su presión.
- II. Parte de su energía se transfiere en forma de calor al foco caliente de un condensador.
- III. Se le hace perder presión pasando por un estrechamiento.
- IV. Absorbe energía en forma de calor del foco frío (de forma que el foco frío se enfría aún más) y se evapora para volver a repetir el ciclo.
- V. Se vuelve a comprimir dentro el compresor aumentando su presión.

Se supone que el agua o aire a enfriar debe ser circulado por los serpentines de fuente fría, mientras que los serpentines de fuente caliente se exponen hacia afuera de lugar a climatizar, generalmente al aire libre, afuera del inmueble.

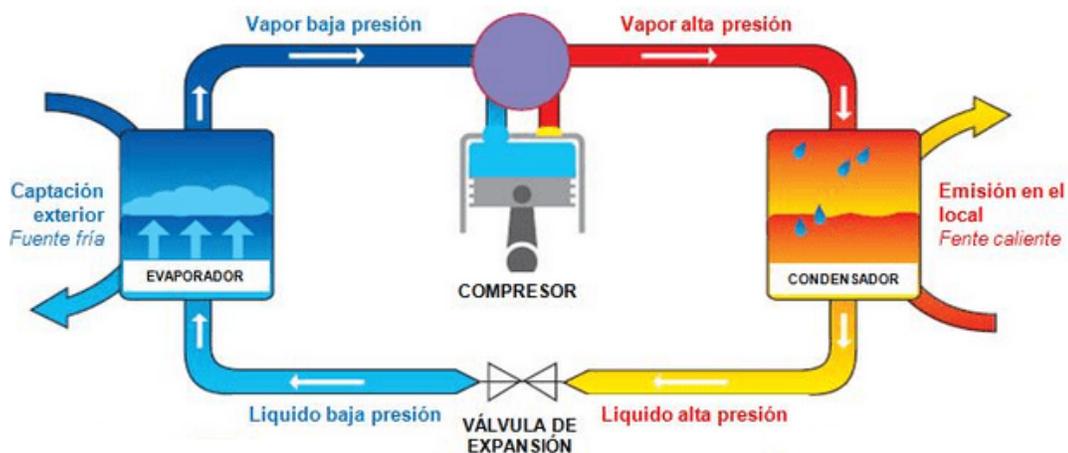


Fig. B.6 Ciclo de refrigeración por compresión.

B.12. Chiller

Un Chiller es una unidad enfriadora que es capaz de enfriar el ambiente usando la misma operación de refrigeración que los aires acondicionados o deshumidificadores, enfría el agua, aceite o cualquier otro fluido (ver Fig. B.7) [40]. Esta solución enfriada puede ser usada en un amplio rango de operaciones.

Los chillers también pueden ser enfriadores solo de aire o agua. Los chillers para enfriar el agua, incorporan el uso de torres de enfriamiento las cuales mejoran la termodinámica de estos en comparación con los chillers para enfriar aire.



Fig. B.7 Chiller enfriador de agua.

B.13. Torres de enfriamiento

Las torres de enfriamiento son equipos que se usan para enfriar agua en grandes volúmenes, extrayendo el calor del agua mediante evaporación o conducción. El proceso es económico, comparado con otros equipos de enfriamiento como los cambiadores de calor donde el enfriamiento ocurre a través de una pared, solo requiere una constante provisión de agua debido a sus pérdidas [50].

El enfriamiento ocurre cuando el agua, al caer a través de la torre (ver Fig. B.8) [41], se pone en contacto directo con una corriente de aire que fluye a contracorriente o a flujo cruzado, con una temperatura menor a la temperatura del agua, en estas condiciones, el agua se enfría por transferencia de masa (evaporación), originando que la temperatura del aire y su humedad aumenten y que la temperatura del agua descienda; la temperatura límite de enfriamiento del agua es la temperatura del aire a la entrada de la torre. Parte del agua que se evapora, causa la emisión de más calor, por eso se puede observar vapor de agua encima de las torres de enfriamiento, la gente suele confundir el vapor de agua con emisiones de contaminantes.

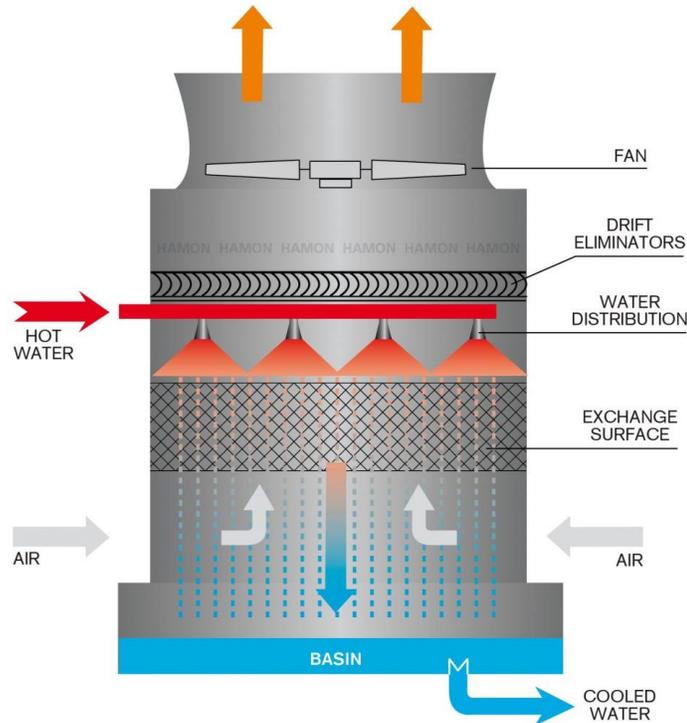


Fig. B.8 Torre de enfriamiento.

B.14. Contaminantes industriales

Actualmente [6] diversas áreas industriales como las celulosas, mineras, siderúrgicas, entre otras, son las principales responsables de la alta emisión de material particulado al ambiente, siendo la causa principal de la contaminación industrial la quema a gran escala de combustibles fósiles como el petróleo, el carbón y el gas.

Si bien existe un alto protocolo de mediciones constantes dentro de sus procesos, siempre es importante mantener las condiciones y el espacio de trabajo en condiciones óptimas, y en este caso ya no nos referimos al confort higrotérmico como en oficinas o similares, sino al contrario, el objetivo en este tipo de ambientes es mantener las zonas de procesos debidamente ventilados, ya que alguna fuga de gas podría causar intoxicación al personal de la empresa.

Para saber a ciencia cierta cuales son los gases contaminantes o cual es más dañino para la salud de las personas, es necesario entender de qué se compone el aire exterior en condiciones normales, para ello se presenta la Tabla B.1 la cual presenta los componentes principales del aire exterior sin contaminación forzada

Tabla B.1 Componentes principales del aire exterior.

Sustancia	Volumen [%]	Concentración [ppm]
Nitrógeno	78,084 ± 0,004	780.900
Oxígeno	20,946 ± 0,002	209.400
Argón	0,934 ± 0,001	9.300
Dióxido de carbono	0,033 ± 0,001	315
Neón	-	18
Helio	-	5,2
Metano	-	1,2
Kriptón	-	0,5
Hidrógeno	-	0,5
Xenón	-	0,08
Dióxido de Nitrógeno	-	0,02
Ozono	-	0,01-0,04

El aire está compuesto principalmente por nitrógeno, oxígeno y argón, el resto de los componentes entre los cuales se encuentran los gases de efecto invernadero, son vapor de agua, dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, ozono, entre otros. En pequeñas cantidades pueden existir sustancias de otro tipo, como el polvo, polen, esporas y ceniza volcánica. También son detectables gases vertidos a la atmosfera en calidad de contaminantes, como cloro y sus compuestos, flúor, mercurio y compuestos de azufre.

Por otro lado, uno de los principales contaminantes presentes en el ambiente provienen de emisiones geotérmicas, fundiciones, manufactura de ácido, acero, emisiones de motores, desechos animales, microbios, manufactura de cloro, procesos oceánicos, filtros electrostáticos, procesamiento de rocas, aerosoles, entre otros, los cuales son detallados en la Tabla B.2 y B.3 la cual describe los componentes químicos y las fuentes asociadas a cada gas o material particulado.

Tabla B.2 Algunas de las fuentes comunes de componentes ambientales reactivos.

Categoría	Símbolo	Componentes	Fuentes comunes
GAS	H ₂ S	Sulfuro de Hidrógeno	Emisiones geotérmicas, actividades microbiológicas, procesamiento de combustibles fósiles, pulpa de madera, tratamiento de aguas, emisiones de motores, fundición de minerales, manufactura de ácido sulfúrico.
GAS	SO ₂ , SO ₃	Dióxido de Azufre	Combustión de combustibles fósiles, emisiones de motores, fundición de minerales, manufactura de ácido sulfúrico, humo de tabaco.
GAS	S ₈ , R-SH	Mercaptanos	Fundiciones, manufactura de azufre.
GAS	HF	Fluoro de Hidrógeno	Manufactura de fertilizantes, de aluminio, de cerámica, acero, artefactos electrónicos, industria química.
GAS	NO _x	Óxido de Nitrógeno	Emisiones de motores, combustión de combustibles fósiles, microbios, industria química.
GAS	N ₂	Nitrógeno Orgánico Activo	Emisión de motores, desechos animales, combustión vegetal, aguas servidas, pulpa de madera.
GAS	NH ₃	Amoníaco Microbios	Aguas servidas, manufactura de fertilizantes, vapor geotérmico, equipos de refrigeración, productos de limpieza, máquinas de reproducción.
GAS	CO	Monóxido de Carbono	Combustión, emisión de motores, microbios, árboles, pulpa de madera.
GAS	Cl ₂ , ClO ₂	Cloro, Dióxido de cloro	Manufactura de cloro, de aluminio, de papel, descomposición de basura, productos de limpieza.
GAS	HCl	Cloruro de Hidrógeno	Emisión de motores, combustión, procesos oceánicos, combustión de polímeros.
GAS	HBr, HI	Compuestos Halógenos	Emisión de motores.
GAS	O ₃	Ozono	Procesos atmosféricos fotoquímicos que involucran principalmente óxidos de nitrógeno e hidrocarburos oxigenados, emisión de motores, filtros electrostáticos.
GAS	C _n H _n	Hidrocarburos	Emisión de motores, procesamiento de combustibles fósiles, humo de tabaco, tratamiento de aguas, microbios. Muchas otras fuentes, tanto naturales como industriales, industria de papel.
SOLIDO	-	Polvo Inorgánico	Rocas de cristal, procesamiento de rocas y minerales, combustión, arenado de superficies y muchas fuentes.
SOLIDO	C	Carbono	Combustión incompleta (componentes aerosoles), fundiciones.
LIQUIDO	Cl	Iones de cloro	Aerosoles, procesos oceánicos, procesamiento de minerales.

Tabla B.3 Algunas de las emisiones comunes de procesos naturales e industriales.

Procesos	Emisiones
Microbios	H ₂ , NH ₃ , NO _x , H ₂ S, CO, gran variedad de orgánicos.
Aguas servidas	NH ₃ , aldehídos, muchos orgánicos, H ₂ , S, CO.
Geotérmicos	H ₂ , H ₂ S, SO ₂ .
Zonas pantanosas	H ₂ S, NH ₃ , SO ₂ .
Materia animal	Muchos orgánicos, principalmente oxigenados.
Incendios forestales	XCH, CO, CO ₂ .
Océanos	NaCl, iones de Cloruro.
Generación de energía	SO ₂ , C, CO, NO _x , Hidrocarburos, Orgánicos.
Combustión automotriz	SO ₂ , SO ₃ , Hcl, HBr, NO _x , Hidrocarburos, Orgánicos, CO.
Combustión diésel	CO, NO _x , muchos orgánicos.
Combustibles fósiles	H ₂ S, S, SO ₂ , NH ₃ , Hidrocarburos, otros orgánicos, mercaptanos.
Manufactura de plásticos	Todos los orgánicos, aldehídos, alcoholes, NH ₃ , SO ₂ .
Plantas de cemento	SO ₃ , polvo, SO ₂ , NO _x , CO.
Hornos de fundición de acero	H ₂ S, SO ₂ , CO, HF, polvo de Carbón.
Horno eléctrico de acero	H ₂ S, SO ₂ , C, CO.
Plantas de coque	H ₂ S, CO, HCN, polvo de Carbón.
Manufacturas de pulpa	Cl ₂ , S O ₂ , H ₂ S, CO, fibras de madera, polvo.
Plantas de Cloro	Cloro, compuestos de Cloro, NaCl.
Manufacturas de fertilizantes	HF, NH ₃ , CH ₄ , gases, líquidos, polvos, ácidos.
Procesamiento de alimentos	Hidrocarburos, muchos orgánicos.
Manufactura de goma	H ₂ S, S ₈ , R-SH.
Manufactura de pinturas	C, Hidrocarburos, Hidrocarburos oxigenados, polvo.
Manufactura de aluminio	HF, SO ₂ , C, polvo.
Fundiciones de minerales	SO ₂ , CO, H ₂ , polvo.
Humos de tabaco	H ₂ S, SO ₂ , HCN, CO, alquitranes y partículas.
Vapores de gasolina y combustibles	Hidrocarburos, Hidrocarburos oxigenados.
Manufactura de baterías	SO ₂ , ácidos, polvo.

B.15. Legislación ambiental

A continuación [6] se pretende realizar un enfoque general de las diferentes leyes, reglamentos, decretos u otros cuerpos legales que en este momento están regulando lo referente a la contaminación del aire por procesos industriales o particulares en Chile.

▪ La constitución y el medio ambiente

La constitución política de 1980 contiene tres disposiciones que se relacionan con la temática ambiental. El art. 19 dispone que la constitución asegura a todas las personas:

- a) El derecho a vivir en un medio ambiente libre de contaminación (es deber del estado velar para que este derecho no sea afectado y tutelar la preservación de la naturaleza);

- b) El derecho de propiedad que estará limitado por la función social de la propiedad (comprende cuando exijan los intereses del país, la seguridad nacional, la utilidad y la salubridad públicas y la conservación del patrimonio ambiental);
- c) El que sufra privación, perturbación o amenaza en el legítimo ejercicio del derecho consagrado por el art. 19, 8, en tanto sea afectado por un acto arbitrario e ilegal imputable a una autoridad o persona determinada, puede, en conformidad con el art. 20, presentar el denominado recurso de protección.

Estas disposiciones constitucionales implican que el tema ambiental, a diferencia de otros aspectos como la política económica, debe ser abordado como un deber del estado y en consecuencia, se podrán establecer restricciones legales específicas al ejercicio de determinados derechos o libertades.

B.16. Filtración en aire acondicionado

La contaminación [6] produce efectos colaterales y relacionados sobre la salud y el resultado económico de las compañías del país, lo cual si bien es cierto, aún no está normado debidamente, o mejor dicho, falta bastante aun por normar y fiscalizar puede transformarse en un problema grave asociado principalmente a enfermedades profesionales. Según lo visualizado en estos años, las instalaciones hospitalarias y en la industria en general, no consideran mantención a sus sistemas de aire acondicionado o son inapropiados. Es imposible que no existan partículas en suspensión en un medio gaseoso, sin embargo es posible disminuir al máximo la posibilidad de cultivar enfermedades en este tipo de instalaciones.

Es de vital importancia por tanto, tener claro que en países más desarrollados que el nuestro en estas materias, como es el caso de EE.UU. y países europeos, existen organismos y normas que rigen todas las actividades tanto de instalación, operación y mantención de éste tipo de instalaciones de aire acondicionado.

▪ Legionelosis en locales con Sistemas de Ventilación y Aire Acondicionado.

Como se ha venido explicando la bacteria *Legionella* prolifera bajo ciertas condiciones existentes en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Aunque resulta válido aclarar que con un sistema apropiado de protección los riesgos para la salud pueden ser evitados.

La incubadora ideal de esta bacteria son los sistemas de ventilación y aire acondicionado,

donde existe un medio de cultivo potencial para el crecimiento de la bacteria. La localización más común para el crecimiento y proliferación de la *L. pneumophila* dentro de estos sistemas son las torres de enfriamiento. No obstante, la bacteria puede desarrollarse en lugares húmedos, desagües y otras fuentes donde existan acumulaciones de agua.

- **Formas de evitar la contaminación interna**

La contaminación en interiores de recintos cerrados, puede ser controlada de las siguientes maneras:

- a) **Capturar la fuente:** Esto es prácticamente imposible ya que existen en un espacio cerrado innumerables fuentes contaminantes, tales como humedad, muebles de madera aglomeradas, humidificadores, repelentes de polillas e insectos, productos de cuidado personal, desodorantes, desinfectantes, escape de vehículos, pintura, humo de tabaco, alfombras, productos de limpieza, gas de cocina, asbestos, pesticidas, calefacción, aire acondicionado, etc.
- b) **Ventilación sólo con aire externo:** Definido como 100% aire fresco, lo que es una solución anti-económica debido a los elevados costos de energía, además de que el medio ambiente externo también está contaminado, por lo que requiere un filtrado de alta eficiencia.
- c) **Ventilación usando una mezcla de aire externo y de recirculación filtrado:** Sería la única solución viable, para purificar el aire en recintos cerrados. “El aire exterior limpio se mezcla con el aire contaminado limpiándolo por dilución”.

- **Tipos de partículas en el ambiente**

Existen tres clasificaciones para el material particulado en el ambiente, los cuales se detallan a continuación:

- a) **Particulado grueso (> 10 [μ m]):** Se debe instalar un filtro de una eficiencia mínima de 30% según el estándar ASHRAE 52-76, para eliminar las partículas groseras, de manera que estas no saturan rápidamente las posteriores etapas de filtrado de alta eficiencia.

Tiempo estimado de vida: 3-6 meses.

b) Particulado medio (>5 y 10 [μm]): Para este rango de partículas, deben instalarse filtros de alta eficiencia, como mínimo 80-85% según estándar ASHRAE 52-76. El principal objeto de esta etapa de filtrado es proteger y alargar la vida de las posteriores etapas de filtrado de ultra eficiencia.

Tiempo estimado de vida: 12-18 meses.

c) Particulado fino (0.5 y 5 [μm]): Ya se ha analizado que este es el rango crítico de partículas que se deben filtrar para purificar el aire, por lo que es necesario instalar un filtro tipo Hepa, que garantiza una eficiencia de 99,97% sobre un tamaño de partículas de 0,3 u o mayores, con lo cual se puede asegurar que el aire filtrado mediante este tipo de filtros quedará realmente libre de partículas nocivas para la salud.

Tiempo estimado de vida: 2 a 5 años.

▪ Los filtros Hepa

El control de la contaminación fina en el aire, no fue realmente efectivo hasta el desarrollo de filtros HEPA (ver Fig. B.9) [42].

Los filtros HEPA (High Efficiency Particulate Air) fueron desarrollados en Estados Unidos y Gran Bretaña en la década de 1940 y comienzos de 1950, por organismos de Defensa y la División Química del Ejército y la Marina. En Gran Bretaña la investigación y desarrollo, que llevó a los filtros HEPA, fue motivado por la búsqueda de material filtrante para equipar máscaras antigases y anti humos tóxicos, para los cuerpos de defensa. Por definición y aplicando la norma militar MIL STD 282, el filtro HEPA debe tener una eficiencia mínima del 99,97% en aerosoles de Dioctylphthalate de 0,3 micrones de diámetro.



Fig. B.9 Filtro HEPA.

B.17. Eficiencia térmica

Como se mencionó los ítems B.8 y B.9, la transferencia de calor por convección forzada y natural será una de las mejores herramientas para la eficiencia térmica ya que aprovecha las condiciones climáticas externas para controlar el clima de la zona, pero algo que no se mencionó es la gran importancia de la ubicación geográfica de la edificación. Las temperaturas y humedades en una región y otra son muy distintas, esta se puede controlar por convección forzada evitando dicho problema, pero lo que es más difícil de controlar es la radiación del sol dependiendo de la orientación del edificio. Considere el caso de una oficina en donde el sol ataca con la máxima radiación en verano y mínima en invierno, el confort térmico obligará al personal de la oficina a cerrar persianas y encender el aire acondicionado, trabajando bajo luz artificial durante toda la jornada de trabajo y además con las ventanas cerradas, lo anterior se pudo haber evitado si al momento de construir el edificio se hubiese considerado dichos detalles, es por ello que conviene que en verano la incidencia del sol en las ventanas sea mínima y en invierno máxima, esto se puede solucionar de cierta forma con el uso de alero en las ventanas (ver Fig. B.10) [43].



Fig. B.10 Transferencia de calor por radiación haciendo uso de aleros.

En resumen, se pueden considerar los siguientes aspectos importantes de por qué se debe ahorrar y hacer uso eficiente de la energía:

- Tener menores costos al reducir el pago de la facturación eléctrica.
- Preservar nuestros recursos naturales. Aunque existen sistemas de energía renovable para generar energía, la mayor parte de ésta se genera a partir de combustibles fósiles.

Es importante mencionar que el ahorro de energía no significa dejar de utilizar el aire acondicionado, o estar en penumbras, lo que se busca es hacer uso racional de los mismos. Para ello, se presentan diez recomendaciones para lograr un ahorro energético [51]:

1. Planeación y diseño del sistema HVAC

En esta fase es donde se puede generar un ahorro mayor de tiempo y energía. Parte de los criterios importantes que impactan en el consumo energético se desarrollan, en un principio, desde la ubicación del inmueble, donde la latitud y altitud, la temperatura de bulbo seco y húmedo, y el clima juegan un papel muy importante según el uso que se le dará a la edificación. Adicional a esto, la arquitectura también tiene mucho que ver, por ejemplo, los espacios, la orientación, la relación de ventanas/muros, los materiales del suelo, techo, muros, entre otros.

2. Aislamiento térmico

Un buen aislamiento en muros y techos ayuda a disminuir la carga térmica dentro de la edificación, lo que se traduce en equipos más pequeños y, por lo tanto, más baratos.

El aislamiento térmico se define como la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor por conducción. Ésta se evalúa por la resistencia térmica que tienen. Todos los materiales oponen resistencia, en mayor o menor medida, al paso del calor entre ellos.

Los metales, por ejemplo, tienen una escasa resistencia térmica. Normalmente, los materiales de construcción, como ladrillos, yesos y morteros, cuentan con resistencia media. Finalmente, aquellos materiales que ofrecen una resistencia alta son los aislantes térmicos específicos (lanas minerales, espumas plásticas, aislantes celulósicos, entre otros).

Otra forma de aislamiento que puede implementarse es el paisajismo. Los árboles y plantas, en lugares estratégicos, pueden desviar las corrientes de aire frío en invierno y proporcionar sombra en verano (ver Fig. B.11) [44].

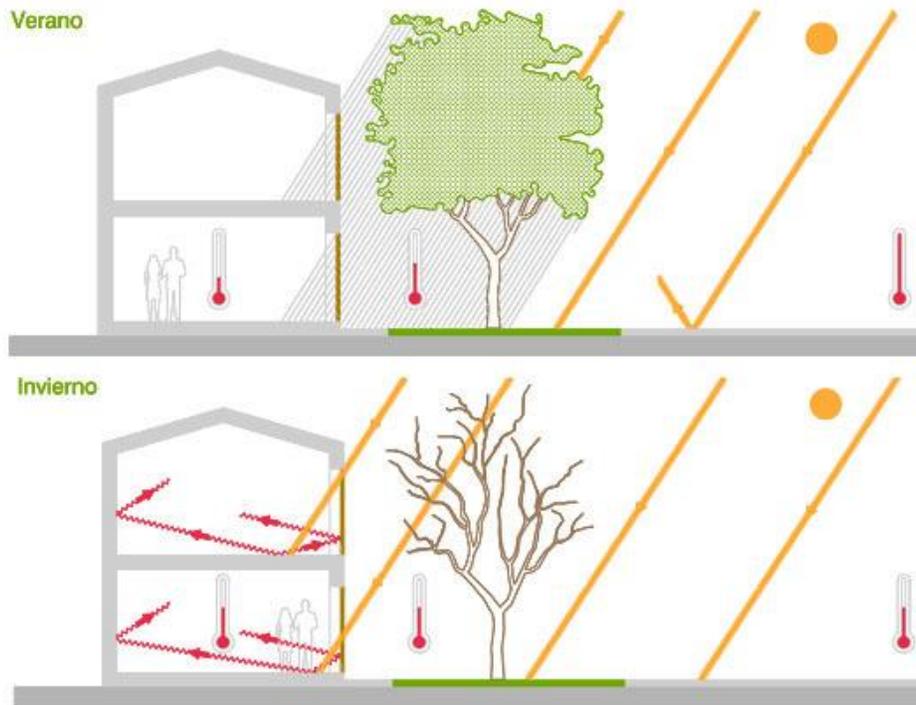


Fig. B.11 Aislamiento térmico mediante paisajismo.

Esto definitivamente ayuda a ahorrar energía y dinero en el sistema HVAC, además de otros beneficios medioambientales y calidad de aire, como la generación de oxígeno y menos dióxido de carbono en la atmósfera, siendo éste otro factor clave para el confort humano.

3. Eficiencia energética

Dentro de lo económicamente posible, escoger los equipos con mejor eficiencia posible aunque los costos iniciales sean altos es la mejor opción al momento de diseñar un sistema HVAC, esto debido a que el periodo de retorno de inversión es bastante rápido.

La eficiencia energética engloba todas las acciones de mejoramiento que buscan minimizar el consumo de energía requerida, manteniendo o mejorando las prestaciones de servicio y calidad.

Para su registro y control, se utilizan indicadores de consumo de energía que mide que tan bien se está aprovechando la energía disponible, con esta información se pueden diseñar sistemas de control que limiten el uso del sistema HVAC una vez superado una cantidad determinada de potencia.

Según el consejo de las comunidades Europeas, en su directiva 92/75/CE, se definen siete clases de eficiencia energética, identificadas por un código de colores y letras, que van desde el color verde y la letra A, para los equipos más eficientes, hasta el color rojo y la letra G, para los equipos menos eficientes (ver Fig. B.12) [45].

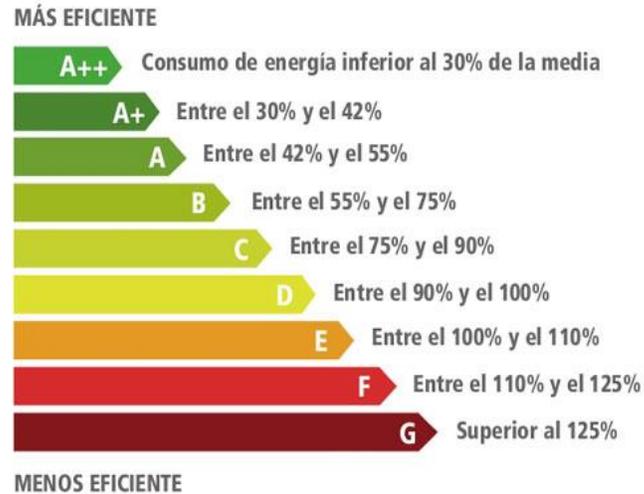


Fig. B.12 Etiqueta energética Europea.

4. Integración de monitoreo y control para el sistema HVAC

El monitoreo y control del sistema HVAC puede ser sencillo o complicado, según las necesidades del edificio y del cliente, desde un termostato hasta un BMS.

Normalmente, la temperatura óptima para evitar exceso de consumo energético es de 22 [°C] a 26 [°C] considerando que estos pueden variar en función de la humedad del lugar. Cada ajuste por debajo de los 22 [°C] aumenta el consumo de energía aproximadamente en un 8%. Adicionalmente, hay que tener cuidado en no poner lámparas, televisores o cualquier equipo que genere calor cerca del termostato del sistema de climatización. El termostato detecta el calor como perturbación, lo que puede hacer que el sistema de climatización funcione más tiempo del necesario.

En el caso de la movilización del aire y fluidos se requieren ventiladores y bombas, pero no siempre se necesita la máxima capacidad de éstos. Por esta razón, generalmente los sistemas operan encendiendo y apagando para mantener las condiciones deseadas (control on/off). Sin embargo, esto, en relación a un control continuo, demanda un mayor consumo eléctrico, por ejemplo, en vez de hacer funcionar un ventilador de inyección de aire de forma on/off (on: velocidad nominal, off: motor detenido), conviene que éste trabaje de forma continua adaptando su velocidad según las exigencias climáticas por medio de un variador de frecuencia.

Variando la velocidad de giro de un ventilador o una bomba se puede tener el flujo justo requerido, minimizando el consumo de energía.

En el caso de la ventilación, es de particular utilidad la regulación de caudal para controlar las condiciones de confort mediante el control de caudal de aire, otro caso puede ser la regulación de flujo de aire acondicionado de precisión para data centers u hospitales, etc.

5. Pruebas de desempeño

Muchos de los problemas en las instalaciones HVAC se deben a una mala ejecución al instalar el sistema. Para prevenir problemas futuros y asegurarse del adecuado funcionamiento del sistema, puede implementarse un proceso de pruebas de desempeño.

Normalmente esta metodología se divide en dos etapas, preoperativo y operativo. En la primera, se verifica que todo esté instalado de manera adecuada (soportes, ductos, tuberías, difusores, entre otros), además, es importante contar con la documentación necesaria para poder comparar los resultados (reportes de pruebas de fábrica, de arranque, balanceo de aire y agua, garantías, etc.).

Una vez verificado que todos los equipos cumplen con las condiciones preoperativas, se continúa con las pruebas operativas, es decir, la segunda etapa. Estas siguen un protocolo donde se pone a prueba el desempeño por equipo y del sistema, simulando diferentes escenarios. Este es uno de los pasos dentro del proceso de *commissioning*, en el cual se pueden revisar con más detalle en el ASHRAE Guideline 0-2005 y el ASHRAE Guideline 1-2007.

6. Como evitar fugas de aire

Dentro de lo posible, hay que encontrar y sellar las fugas de aire en la edificación, puede ser con cinta térmica o masilla. Esto reducirá la entrada y salida de aire por las grietas en ventanas, puertas y agujeros. El exceso de fugas de aire posibilita que el ambiente se sienta húmedo y con ráfagas de aire y, además, puede causar que la calefacción y la refrigeración resulten mucho más costosas (ver Fig. B.13) [46].



Fig. B.13 Infiltración de aire en una habitación.

7. Toldos, persianas o cortinas

Particularmente para los vidrios, se tienen varios factores que impactan directamente en el cálculo térmico (el *Solar Heat Gain Coefficient* y el inverso de la resistividad térmica del vidrio). Sin embargo, un vidrio térmico normalmente es costoso, por lo que una opción para implementar en edificios, con gran cantidad de ventanas, puede ser el uso de persianas, cortinas o toldos que eviten el paso de la radiación solar hacia espacios interiores del inmueble cuando sea necesario, estos también ayudan de cierta forma a conservar la temperatura interna de la zona en épocas donde la temperatura externa es muy baja.

8. Evitar equipos de segunda mano o antiguos

Los equipos usados normalmente tienen una eficiencia mucho menor que los nuevos. Además, muchos de los equipos de aire acondicionado antiguos utilizan refrigerantes que destruyen la capa de ozono. Puede resultar mucho más costoso a largo plazo utilizar un equipo de segunda mano que adquirir uno nuevo.



9. Visión integral del inmueble

Es importante considerar todos los aspectos que pueden impactar en el sistema de aire acondicionado. Es recomendable trabajar con un diseño integrado, donde exista un aporte multidisciplinario, el cual ayude a crear sinergias en beneficio del proyecto. Es importante escuchar y poner en práctica las opiniones e ideas de los arquitectos, diseñadores, contratistas e, incluso si es posible, del staff de operación y mantenimiento.

10. Operación y mantenimiento periódico

La operación y el mantenimiento constante de los equipos de aire acondicionado representan uno de los costos energéticos más altos para las empresas, en cualquier tipo de inmueble. Es fundamental, para asegurar la comodidad de los empleados, la productividad del negocio y la calidad del producto.

Programar un servicio de mantenimiento habitual para el sistema HVAC es muy recomendable. La periodicidad sugerida es cada año o de acuerdo con las recomendaciones del fabricante. El mantenimiento habitual permitirá que su sistema funcione de manera más eficiente y que el consumo original no se incremente.

El uso diario de un sistema HVAC degrada la eficiencia del mismo. Con el paso del tiempo, el monitoreo permanente y los cambios de filtros reducen los costos energéticos y extienden la vida útil de los equipos. Mantener limpio el filtro ayuda a que el consumo energético de su aire acondicionado no incremente del 5 al 15 por ciento.



Anexo C. Códigos

C.1. Controlador multivariable con estimador de carga térmica

- Según los controladores vistos en [3]:

Estimación de Carga Térmica

```

%% Estimación Calor Sensible
Qload = DT*cp*Ro*Va -Ro*Vs*cp*(T_hvac_in-Vect1) ;
Thvacc = Va*(SPT-Vect1)/(1*Vs) -Qload/(cp*Vs*Ro)+Vect1 ;
SP_T_int=(Thvacc -epsilon*Tzona)/(1-epsilon);
%% Estimación Calor latente
Wzona=Humratio(101.325,Tzona,HRzona);
WSP=Humratio(101.325,SPT,SPHR);
W_hvac_in=Humratio(101.325,T_hvac_in,HR_hvac_in);
Wvect2 = Wzona;
Qw = Va*Ro*(Wvect2-Wvect1)-Vs*Ro*(W_hvac_in-Wvect1) ;
Ws = Va*(WSP-Wvect1)/(1*Vs) -Qw/(Vs*Ro)+Wvect1 ;
if(Ws<0.001)
Ws=0.001;
end
PHI_R=Humrelat(101.325,sp_T,Ws); %HUMEDAD RELATIVA ESTIMADA
% PHI_R=Humrelat(101.325,SP_T_int,Ws); %HUMEDAD RELATIVA ESTIMADA
% PHI_R=PHI(Ws,sp_T) ;
if PHI_R>1
PHI_R=1 ;
end
SP_HR_int=PHI_R;

```



Fusificación Variables

```

%% FUSIFICACION ZONA
% error Negativo TN
if ek_T<=-0.3, FT1=1; end
if ek_T>-0.3 && ek_T<0.3, FT1=-(5/3)*ek_T + 0.5; end
if ek_T>=0.3, FT1=0; end
% error Positivo TP
if ek_T<=-0.3, FT1=0; end
if ek_T>-0.3 && ek_T<0.3, FT1=(5/3)*ek_T + 0.5; end
if ek_T>=0.3, FT1=1; end
% DELTA ERROR
% variacion error Negativo VTN
if dek_T<=-0.3, FT2=1;end
if dek_T>-0.3 && dek_T<0.3, FT2=-(5/3)*dek_T + 0.5; end
if dek_T>=0.3, FT2=0; end
% variacion error Positivo TP
if dek_T<=-0.3, FT2=0; end
if dek_T>-0.3 && dek_T<0.3, FT2=(5/3)*dek_T + 0.5; end
if dek_T>=0.3, FT2=1; end
% Fusificación Humedad Relativa

```

```

% ERROR
% error Negativo TN
if ek_HR<=-0.3, FHR1=1; end
if ek_HR>-0.3 && ek_HR<0.3, FHR1=-*ek_HR + 0.5; end
if ek_HR>=0.3, FHR1=0; end
% error Positivo TP
if ek_HR<=-0.3, FHR1=0; end
if ek_HR>-0.3 && ek_HR<0.3, FHR1=(5/3)*ek_HR + 0.5; end
if ek_HR>=0.3, FHR1=1; end
% DELTA ERROR
% variacion error Negativo VTN
if dek_HR<=-0.3, FHR2=1;end
if dek_HR>-0.3 && dek_HR<0.3, FHR2=-(5/3)*dek_HR + 0.5; end
if dek_HR>=0.3, FHR2=0; end
% variacion error Positivo TP
if dek_HR<=-0.3, FHR2=0; end
if dek_HR>-0.3 && dek_HR<0.3, FHR2=(5/3)*dek_HR + 0.5; end
if dek_HR>=0.3, FHR2=1; end

%% FUSIFICACION EXTERIOR
LIT2=2; %Limite Inferior Temperatura | x |
LST2=2; %Limite Superior Temperatura | x |
LIHR2=0.3; %Limite Inferior humedad relativa | x |
LSHR2=0.3; %Limite Superior humedad relativa | x |
%%Temperatura Externa Baja
if Text<=Tm_2-LIT2, FText=1; end
if Text>Tm_2-LIT2 && Text<Tm_2+LST2, FText=-(1/(LST2+LIT2))*(Text-Tm_2+LIT2)+1;
end
if Text>=Tm_2+LST2,FText=0; end
if HRext<=Hm_2-LIHR2, FHRext=1; end
if HRext>Hm_2-LIHR2 && HRext(i)<Hm_2+LSHR2, FHRext=-(1/(LSHR2+LIHR2))*(HRext-
Hm_2+LIHR2)+1; end
if HRext(i)>=Hm_2+LSHR2, FHRext=0; end
if FHRext<0, FHRext=0; end
if FHRext>1, FHRext=1; end
if FText<0, FText=0; end
if FText>1, FText=1; end
% Temperatura Externa Alta
if Text<=Tm_2-LIT2, FText=0; end
if Text>Tm_2-LIT2 && Text<Tm_2+LST2, FText=(1/(LST2+LIT2))*(Text-Tm_2+LIT2); end
if Text>=Tm_2+LST2, FText=1; end
if HRext<=Hm_2-LIHR2, FHRext=0; end
if HRext>Hm_2-LIHR2 &&HRext<Hm_2+LSHR2,FHRext=(1/(LSHR2+LIHR2))*(HRext-
Hm_2+LIHR2); end
if HRext>=Hm_2+LSHR2, FHRext=1; end
if FHRext<0, FHRext=0; end
if FHRext>1, FHRext=1; end
if FText<0, FText=0; end
if FText>1, FText=1; end

```

C.2. Controlador sistema VAV

```

function uk = fcn(SP,PV,nb,Se,Sde, Sdu, dumax,umax,umin)
persistent ek1 uk1 Me_N Me_P Me_Z Mde_P Mde_N Mde_Z signo;
if isempty(ek1) % Initialization
    ek1=0;
    uk1=0;
    Me_N=0;
    Me_P=0;
    Me_Z=0;
    Mde_P=0;
    Mde_N=0;
    Mde_Z=0;
    signo=0;
end
%Variable del Proceso:
if PV > 100 , PV = 100; end
if PV < 0 , PV = 0; end
%Cálculo error (puede ser positivo, negativo o cero) y escalamiento
ek = SP - PV;
if abs(ek) < nb , ek = 0; end
Es = ek/Se;
if Es > 1 , Es = 1; end
if Es < -1 , Es = -1; end
%Cálculo delta error
dek = ek - ek1;
%Escalamiento delta error (depende del operador y del dukmax)
Eds = dek/Sde;
if Eds > 1 , Eds = 1; end
if Eds < -1 , Eds = -1; end
%Fusificación del error (min:0 & max:1)
%Positivo
if Es > 0.5 , Me_P = 1; end
if Es <= 0.5 && Es >= 0 , Me_P = 2*Es; end
if Es < 0 && Es >= -1 , Me_P = 0; end
%Negativo
if Es < -0.5 , Me_N = 1; end
if Es >= -0.5 && Es <= 0 , Me_N = -2*Es; end
if Es > 0 , Me_N = 0; end
%Zero
if Es < -0.5 || Es > 0.5 , Me_Z = 0; end
if Es >= -0.5 && Es <= 0 , Me_Z = 1+2*Es; end
if Es <= 0.5 && Es > 0 , Me_Z = 1- 2*Es; end
%Fusificación delta error (min:0 & max:1)
%Positivo
if Eds > 0.5 , Mde_P = 1; end
if Eds <= 0.5 && Eds >= 0 , Mde_P = 2*Es; end
if Eds < 0 && Eds >= -1 , Mde_P = 0; end
%Negativo
if Eds < -0.5 , Mde_N = 1; end
if (Eds >= -0.5 && Eds <= 0) , Mde_N = -2*Eds; end
if Eds > 0 , Mde_N = 0; end
%Zero
if Eds < -0.5 || Eds > 0.5 , Mde_Z = 0; end
if Eds >= -0.5 && Eds <= 0 , Mde_Z = 1+2*Eds; end
if Eds <= 0.5 && Eds > 0 , Mde_Z = 1- 2*Eds; end
%Z

```



```

if Me_N <= Mde_P , a1 = Me_N;
else a1 = Mde_P;
end
%N
if Me_Z <= Mde_P , a2 = Me_Z;
else a2 = Mde_P; end
%N
if Me_P <= Mde_P , a3 = Me_P;
else a3 = Mde_P; end
%P
if Me_N <= Mde_Z , a4 = Me_N;
else a4 = Mde_Z; end
%Z
if Me_Z <= Mde_Z , a5 = Me_Z;
else a5 = Mde_Z; end
%N
if Me_P <= Mde_Z , a6 = Me_P;
else a6 = Mde_Z; end
%P
if Me_N <= Mde_N , a7 = Me_N;
else a7 = Mde_N; end
%P
if Me_Z <= Mde_N , a8 = Me_Z;
else a8 = Mde_N; end
%Z
if Me_P <= Mde_N , a9 = Me_P;
else a9 = Mde_N; end
%R1
if a4 > a7, Mdu_Nmax = a4; %Mdu_Pmax
else Mdu_Nmax = a7; end
if a8 > Mdu_Nmax, Mdu_N = a8; %Mdu_N
else Mdu_N = Mdu_Nmax; end
%R2
if a2 > a3, Mdu_Pmax = a2;
else Mdu_Pmax = a3; end
if a6 > Mdu_Pmax, Mdu_P = a6;
else Mdu_P = Mdu_Pmax; end
%R3
if a1 > a5, Mdu_Zmax = a1;
else Mdu_Zmax = a5; end
if a9 > Mdu_Zmax, Mdu_Z = a9; %a6
else Mdu_Z = Mdu_Zmax; end
%Desfusificación salida
duk = (Mdu_P-Mdu_N) / (Mdu_P+Mdu_Z+Mdu_N);
duk = duk*Sdu; %funcion tipo singleton por factor salida Sdu
if duk < 0 ,signo = -1; end
if duk > 0 ,signo = 1; end
if duk == 0 ,signo = 0; end
if abs(duk) > dumax, duk = dumax; end
uk_aux = uk1 + signo*abs(duk);
%Limitador salida
if uk_aux > umax, uk_aux = umax; end
if uk_aux < umin, uk_aux = umin; end
%end
uk=uk_aux;
%Memoria errores
uk1 = uk;
ek1 = ek;

```



