



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESPECIALIDAD EN AHORRO Y USO EFICIENTE DE
LA ENERGÍA**

**Eficiencia energética de los sistemas de Aire Acondicionado a través del control
del flujo y el Diferencial de Temperatura**

TESINA

Para obtener el grado de Especialista en Ahorro y Uso Eficiente de la Energía

P R E S E N T A

Ing. Oscar García Trujillo

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Eduardo Medina Hernández



Ciudad Universitaria, Enero 2020

Índice

Eficiencia energética de los sistemas de Aire Acondicionado a través del control del flujo y el Diferencial de Temperatura

1. Introducción.
2. Objetivo.
3. Antecedentes en el control de la Eficiencia Energética de los Sistemas de Aire Acondicionado
4. Justificación del proyecto y sus especificaciones.
 - 4.1 Características generales y arquitectónicas del edificio.
 - 4.2 Sistema de aire acondicionado y sus especificaciones.
 - 4.3 Consideraciones operativas y resultados esperados (confort y eficiencia).
5. Proceso Metodológico
 - 5.1 Comparativo técnico, económico y operacional del modelo original y de la implementación propuesta.
- 6.- Conclusiones.
- 7.- Bibliografía.
- 8.- Anexos.

1.- Introducción.

En este trabajo se abordará la problemática que existe actualmente en algunos de los sistemas de aire acondicionado, esta problemática en muchas ocasiones no se ve o no es tan perceptible para la gente de operación y mantenimiento y mucho menos para los ocupantes, a menos que esté afectando su confort. Esto comienza en ocasiones con una puesta a punto deficiente o no del todo óptima o inclusive óptima pero que conforme pasa el tiempo se van perdiendo las condiciones de diseño con las cuales inició su vida operativa –dependiendo en parte del mantenimiento-; es decir, aunque haya nacido eficiente el inmueble podría llegar a perder sus condiciones originales de diseño y en consecuencia tener una operación no tan eficiente como en un inicio.

Si bien la segunda guerra mundial sirvió como aparador para mostrar lo mejor de la tecnología de las diferentes naciones, no fue sino hasta la crisis petrolera de los 70's donde se comenzó a hablar más del ahorro de energía ya que al haber un incremento sustancial en los precios de los energéticos, las naciones (principalmente las importadoras de petróleo) comenzaron a preocuparse de los altos costos de sus insumos y a manejar estrategias para buscar disminuir su consumo. Esta parte fue básicamente por cuestiones económicas, posteriormente, aunque sigue siendo un punto sumamente importante el factor económico se ha reforzado aún más con el enfoque del medio ambiente, energías alternativas y del cuidado del planeta.

A finales del siglo pasado comenzó a despertar mucho interés de igual manera un concepto que se conoce como síndrome de bajo ΔT , esto no es otra cosa que la degradación en el diferencial de temperatura entre el suministro y el retorno en los sistemas de agua helada de aire acondicionado, lo cual ha sido sumamente estudiado y es parte de lo que se abordará en este documento.

2.- Objetivo.

El objetivo principal de este trabajo es la evaluación en el consumo de energía en tres unidades manejadoras de aire de un edificio situado en la CDMX mediante la utilización de tres estrategias diferentes de operación en las mismas: control de posición, control del flujo y control del flujo con la administración del diferencial de temperatura, esto mediante la medición de los diferentes parámetros. El análisis de los consumos permitirá identificar el mejor modo de operación, correspondiente al menor consumo de energía en los equipos de aire acondicionado en los sistemas de agua helada. La definición de las estrategias de control adecuadas, deberá asegurar en primer término que no se afectará el confort de los ocupantes del inmueble.

3.- Antecedentes en el control de la Eficiencia Energética de los Sistemas de Aire Acondicionado.

Existen muchos esquemas y estrategias de control que dependen del tipo de sistema de aire acondicionado, la ubicación del inmueble, su arquitectura, etc. En este trabajo se mostrarán diferentes estrategias de control obteniendo diferentes comportamientos en las principales variables del aire acondicionado; el trabajo se enfocará en específico a tres unidades manejadoras de aire, con lo cual se demostrará la mejor forma de operación y de cómo es posible seguir manteniendo las condiciones con las que nació el inmueble y por supuesto, con el menor consumo de energía posible, sin afectar lógicamente el confort de los ocupantes.

En México hace poco más de un par de décadas, los sistemas de aire acondicionado se diseñaban con base en volumen constante, sistemas de 3 vías donde no se podía modular la velocidad de las bombas y donde el agua era llevada a través de todas las unidades terminales se requiriera o no; con esto el ahorro de energía era mínimo, por no decir nulo ya que no se seguía el comportamiento del perfil térmico de la carga. Muchos de estos diseños eran por tendencias, porque así se tenía la costumbre de hacerlo o porque simplemente se decía, así funcionan y no dan problema los sistemas, sin pensar en una optimización en el consumo de energía. Poco a poco el cambio de conciencia hacia el ahorro de energía y la preocupación del medio ambiente ha llevado a la búsqueda de nuevas estrategias de control y diseños más eficientes que buscan fundamentalmente el ahorro de energía sin deterioro del confort. En la actualidad la gran mayoría de los sistemas son diseñados ya a dos vías, lo que es llamado presión independiente o volumen variable que en gran medida han venido a revolucionar los diseños para lograr una disminución en el consumo de energía; uno de los principales elementos en este tipo de sistemas son las válvulas de dos vías en cada unidad terminal (serpentín) que proveerá un flujo de agua variable. El propósito es hacer más eficiente la transferencia de enfriamiento a la carga ubicada en el espacio a acondicionar por medio de un sistema de circulación de flujo de aire a través del serpentín y hacia el espacio ocupado.

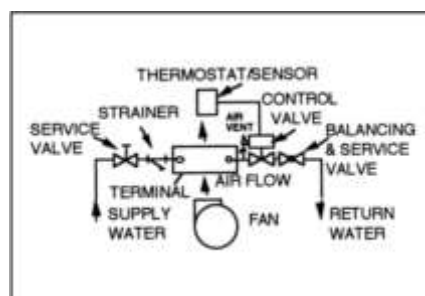


Figura 3.1 Esquema básico de una válvula de control de dos vías instalada en una unidad manejadora de aire

Generalmente cuando se habla de ahorro de energía en un sistema de aire acondicionado se piensa en los chillers o unidades enfriadoras y el sistema de bombeo; pocas veces se piensa en que optimizando o corrigiendo algunos parámetros en las unidades terminales se pueden tener ahorros importantes en el consumo y que con estas medidas se tiene una repercusión sin duda en los equipos centrales que son los mayores consumidores de energía. En este caso; la medición será en unidades manejadoras de aire, determinando cómo se traduce este mejor control en los equipos periféricos en las unidades centrales, con el consecuente ahorro de energía.

4.- Justificación del proyecto y sus especificaciones.

En la actualidad existe una problemática que se presenta muy frecuente en los sistemas de aire acondicionado ya que, aunque se diseñan de forma eficiente en muchos casos se van perdiendo las condiciones de diseño, esto puede deberse a varios factores como lo pudiera ser el mantenimiento preventivo, el no seguir “afinando” el sistema de control para tener una mejor operación del sistema de aire acondicionado, etc. Cuando las condiciones de diseño se pierden o son diferentes a las establecidas en un principio en el proyecto original comienza a haber cierta deficiencia en la operación del sistema, decimos que comienza a generarse una zona de desperdicio de energía o del no aprovechamiento óptimo de la misma. Para mantener estas condiciones de diseño es necesario contar con equipo de control automático y con personal capacitado para mantener y, en ciertos casos, incrementar el ahorro de energía.

Adicionalmente la falta de mantenimiento y manipulación constante de los equipos (haciendo sobre comandos u “overrides”) hace que poco a poco se vayan perdiendo las características iniciales del sistema. Por lo tanto, es de vital importancia que teniendo un inmueble eficiente energéticamente hablando, no dejarlo caer; es decir, buscar que siga manteniendo o inclusive mejorar sus condiciones iniciales de operación.

Un monitoreo constante de la variación de la temperatura de zona (variación de la carga térmica a abatir) hace que se posicione la válvula en diferentes porcentajes de apertura; la válvula de control entonces, varía la cantidad de flujo dependiendo de los requerimientos de la carga, esta modulación y variación en el flujo de agua conlleva a una disminución en la velocidad de las bombas y con esto el ahorro de energía en sí en el sistema de agua helada, lógicamente para que esto también se requiere de los variadores de velocidad en el sistema de bombeo.

Actualmente ya se están haciendo estudios (y ya hay ejemplos operando) para que la tecnología pueda migrar en algunos casos a edificios llamados “NetZero” donde el principio de diseño en cuanto a energía es hacer que el edificio sea autosuficiente, utilizando diferentes tipos de energía renovable disponibles de sitios cercanos. Si esto no fuera del todo factible, entonces se tendrían que explorar otras formas de traer o

consumir dicha energía renovable. Aquí como en todo proyecto de ahorro de energía, la puesta en marcha adecuada y la capacitación del personal de operación son fundamentales para el éxito de todo proyecto.

El punto más importante para la búsqueda del ahorro de energía es mantener el confort de los ocupantes en un inmueble. En condiciones ideales cuando se diseña un sistema de aire acondicionado se deben de conservar dichas condiciones de diseño con las que se especificó; pero pocas veces se logra esto ya que en el caso de los sistemas hidrónicos se busca satisfacer una carga, la cual no es fija sino dinámica y esto complica en parte su operación o el buen control. También un punto importante que es el diseño se basa en una operación a carga plena y en muchas de las ocasiones (al menos en lugares de zonas templadas) esto ocurre pocas veces al año, por lo que generalmente se trabaja a cargas parciales, esto es, no se ocupa toda la capacidad instalada del sistema y si no se tiene un buen control o una buena selección de equipos. Comienza a haber desperdicios de energía y la operación no es del todo óptima.

La importancia de lograr mantener las especificaciones de origen del inmueble es por demás importante, innumerables diseños en los sistemas de aire acondicionado están por lo general sobredimensionados, lo cual repercute en un consumo innecesario de energía eléctrica y se podría decir que desde que nacen no están trabajando óptimamente.

Afortunadamente el mundo ha cambiado y se ha hecho una mejor conciencia del cuidado de los energéticos por lo que se realizan sistemas más funcionales, con ahorro energético y que sean agradables al ocuparlos, de ahí la importancia de que, aunque se realicen buenos diseños de aire acondicionado, se debe de asegurar que ahorre energía durante su operación, no solo a corto plazo sino también a mediano y largo plazo.

Los mayores consumidores de energía en un inmueble de oficinas son los sistemas de aire acondicionado, por lo que es importante el preocuparse y ocuparse en este sistema y buscar cómo disminuir su consumo de energía, buscando estrategias que nos ayuden a este fin, así como a una correcta instrumentación y a una operación adecuada; que den una guía operativa para no desperdiciar en la medida de lo posible la energía que se consume.

4.1 Características Generales y Arquitectónicas del edificio.

El edificio donde parte el trabajo de estudio es denominado Corporativo Torre Origami, ubicado en Av. Insurgentes Sur 1458, Colonia Actipan alcaldía de Benito Juárez, Ciudad de México a unos pasos de la Av. Río Mixcoac.

Cuenta con 10 sótanos de estacionamiento, una planta baja, 23 pisos de oficinas y un helipuerto. La superficie de construcción es de 78,606.54 metros cuadrados.



Figura 4.1 Mapa de localización general de Torre Origami

De inicio el Corporativo Torre Origami tiene un diseño eficiente, tiene la certificación plata de liderazgo en energía y diseño ambiental (LEED por sus siglas en inglés) y cumple con la NOM 008, además recientemente fue galardonado con la certificación BOMA Best que es otorgado por la asociación de propietarios y administradores de edificios (Building Owners and Managers Association, BOMA) siendo el primer edificio en México en obtenerlo. Este inmueble está contratado con la tarifa GDMTH (HM), cuenta con un sistema de aire acondicionado de volumen variable, conformado por equipos considerados de alta eficiencia, lo cual se abordará a detalle en este documento.

Con la finalidad de contribuir a la eficiencia térmica del inmueble, las fachadas fueron diseñadas con el cristal duvent, el cual evita el sobrecalentamiento del espacio interior.

El sistema de aire acondicionado instalado es de volumen variable, enfriado por agua; cuenta con 3 chillers o unidades generadoras de agua helada centrífugas de 300 toneladas modelo WSC079-DBABC, 3 torres de enfriamiento y 24 unidades manejadoras de aire (ver anexo 1); además de un sistema de bombeo.

En las unidades manejadoras de aire (UMAS) se tienen instaladas luces ultravioletas con la finalidad de evitar la propagación de virus y bacterias hacia los usuarios, así como válvulas independientes de presión para el balanceo y control del sistema.

En lo que respecta a la red de comunicación al sistema de administración del edificio o BMS por sus siglas en inglés, se realiza mediante el protocolo Building Automation and Control Networks (BACnet por sus siglas en inglés) que fue desarrollado y publicado en

1995 por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE por sus siglas en inglés).

4.2 Sistema de Aire Acondicionado y sus especificaciones.

El edificio nació con la automatización necesaria para cumplir con los estándares de eficiencia energética.

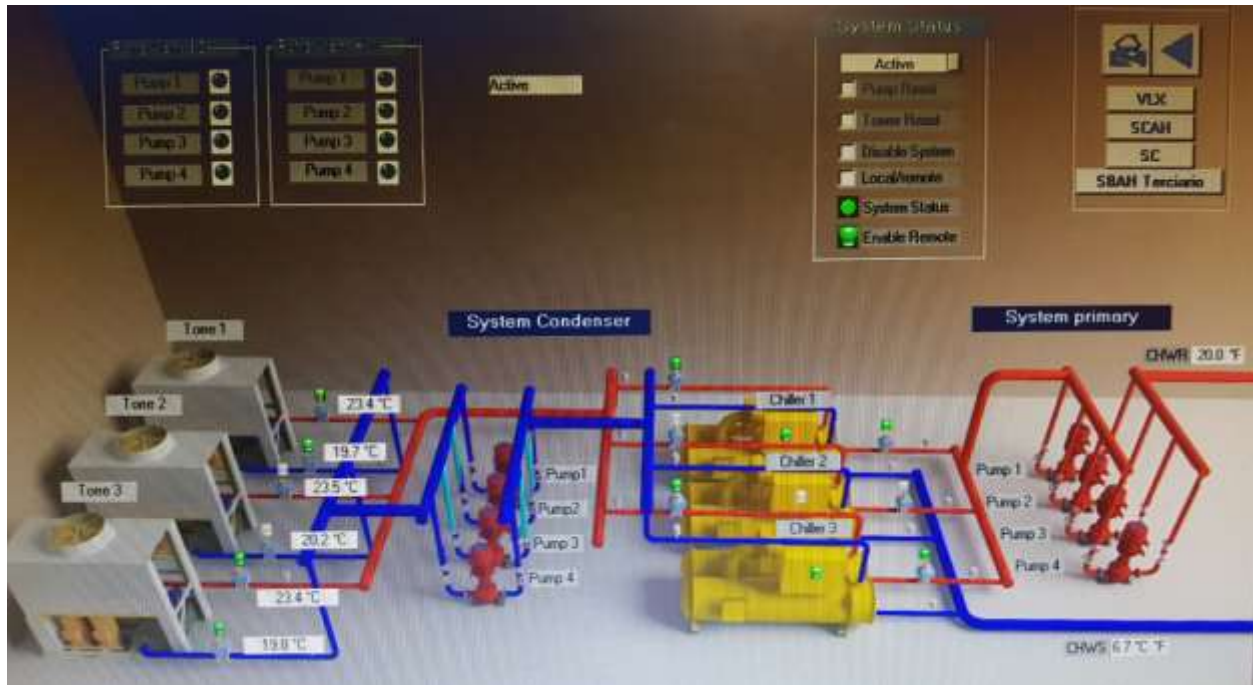


Figura 4.2 Esquema general de la central de agua helada.

En el inmueble trabajan por lo general uno o dos chillers con una o dos torres de enfriamiento, dependiendo de la carga térmica a abatir, dejando la tercera unidad como respaldo por alguna situación de mantenimiento o emergencia.

El edificio está diseñado para oficinas principalmente, por lo que los horarios de los equipos de aire acondicionado tienen horarios similares de oficina y operan regularmente de 8 de la mañana a 6 de la tarde de lunes a viernes.

Cada UMA cuenta con una válvula de dos vías para el control y balanceo automático, donde desde un inicio se programa el flujo requerido en cada equipo (ver anexo 3); dichas válvulas tienen un medidor de flujo ultrasónico, además de un par de sensores de temperatura para la medición de la temperatura tanto de suministro como de

retorno; con lo cual se logra la medición de energía en cada uno de las UMAS, teniendo de igual manera el balanceo y control del sistema.

El trabajo de investigación consistió en un seguimiento puntual en las UMAS 4, 6 y 8 ubicadas en los niveles 2, 4 y 6 respectivamente. Los 3 equipos objeto de este trabajo son del mismo usuario del edificio; por lo que los comportamientos del personal son de características muy similares.

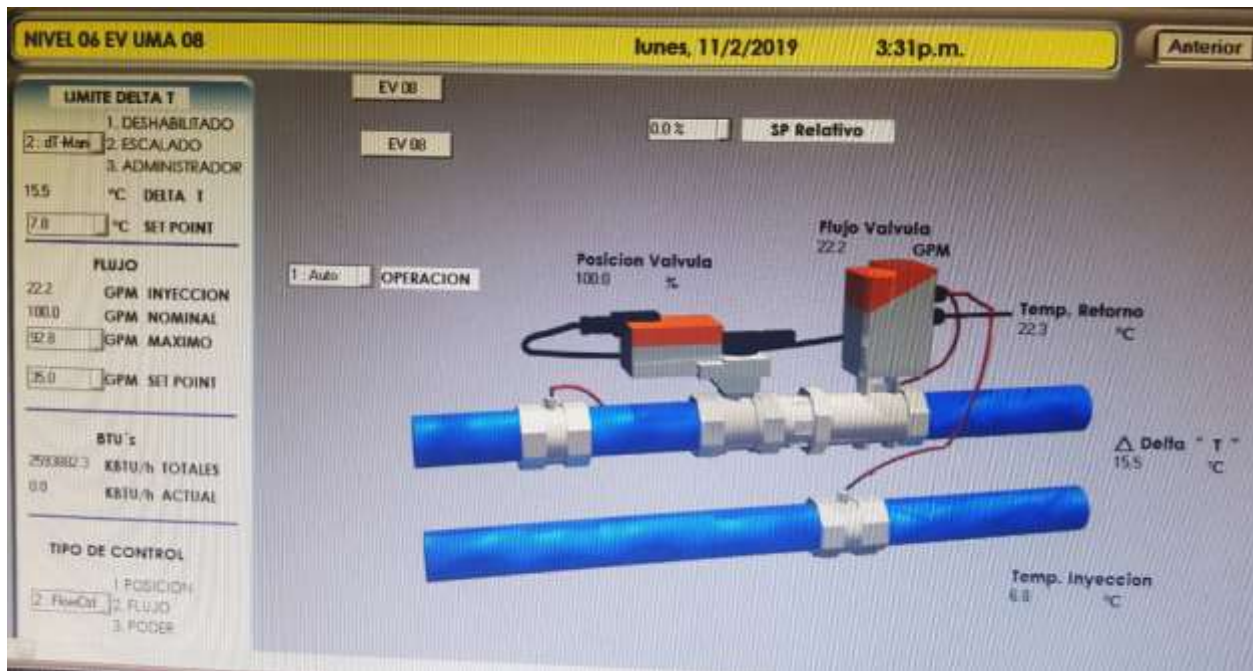


Figura 4.3 Diagrama de la válvula de dos vías para el control y balanceo automático instalada en cada UMA.

En la Figura 4.3 muestra un diagrama de una válvula de control y balanceo en una UMA. Los parámetros mostrados en el BMS son en tiempo real y se pueden tener lecturas de temperatura de suministro y de retorno en la tubería de la UMA, así como el flujo instantáneo en cada equipo, e inclusive la posición en la que se encuentra la válvula. Dicha válvula de control y balanceo automática ayuda a combatir el bajo ΔT mediante un algoritmo interno. La válvula se tiene instalada en todos los casos en el retorno de cada una de las manejadoras de aire.

4.3 Consideraciones operativas y resultados esperados (confort y eficiencia).

Las consideraciones en la parte de la operación es que se realicen las mediciones en equipos iguales y en los mismos horarios. Otra de las consideraciones tomadas en este caso es que se tiene una carga similar en cada uno de los pisos, esto es, $8m^2$ por persona por piso.

Con las mediciones que se realizaran en tres UMAS se busca identificar las diferencias entre cada modo de operación y el ahorro de energía que se puede obtener trabajando los equipos con una estrategia más fina en el control.

5.- Proceso Metodológico

Mediante el proceso de estrangulamiento, que es una forma de operación común en los sistemas de aire acondicionado se llevarán a cabo 3 modos de operación en cada válvula de control, las cuales son:

Control por posición.

Control por flujo.

Control por flujo y diferencial de temperatura.

Tabla 5.1 Características de las válvulas en las UMAS 4, 6 y 8

Equipo	Modelo	Diámetro	Flujo (GPM)
UMA-4	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4
UMA-6	EV200S-761+ARB24-EV	2"	92.8
UMA-8	EV200S-761+ARB24-EV	2"	92.8

Las 3 válvulas de control (con actuador proporcional incluido) son del mismo modelo y tamaño, solo que, al contar con un rango de medición, cada válvula se puede especificar al flujo requerido de acuerdo al análisis de carga térmica establecida en el proyecto original. Las válvulas instaladas tienen también la capacidad para monitorear el enfriamiento total entregado y el caudal, permitiendo una caracterización de la respuesta del serpentín de cada UMA.

En este caso se observa que las UMAS 6 y 8 tienen establecido un flujo de 92.8 GPM, mientras que la UMA 4 tiene programado un flujo de 70.4 GPM.

Las características específicas de dichas válvulas vienen descritas en el Anexo 3.

Modos de operación de las válvulas

Control de posición. El control por posición se basa en el estrangulamiento y consiste en la apertura y cierre de las válvulas de control, las cuales operan constantemente con base en lo que le indica el BMS, modificando las condiciones en los sistemas hidráulicos como lo son las caídas de presión en cada uno de los dispositivos. Al tener

un cierre de una o varias válvulas se modifica el suministro de agua en los equipos periféricos y en consecuencia un ahorro de energía en el sistema de bombeo y unidades enfriadoras centrales, hablando en este caso de sistemas de dos vías.

Cada proceso, cada serpentín, tienen una respuesta diferente; es muy difícil estudiar completamente cada uno y diseñar una válvula especial para controlar cada proceso, pero podemos hacer algunas estrategias para mejorar el control, como pueden ser las siguientes:

La primera estrategia de medición que se abordará será el control de posición, aquí la idea es generar una línea base que se tome como referencia en este trabajo. En este caso, una válvula de control, como la descrita en el Anexo 3 se configurará en modo de control de posición en las tres UMAS, para este desarrollo, se almacenará la información obtenida de las UMAS No. 4, 6 y 8, la cual será nuestro punto de partida de dicho trabajo. De esta manera se podrán observar las diferencias existentes con otras estrategias de control y de operación; esta forma de control es de las más básicas de operación de los sistemas de aire acondicionado; la apertura y cierre es comandada con base en las condiciones de zona y el control automático manda la señal a la válvula para hacer pasar más o menos agua a través del serpentín.

Control de Flujo. - En la segunda etapa o modo de operación de nuestro trabajo; la válvula de control quien es el principal objeto de estudio se configurará para realizar una estrategia de ahorro más fina, esto es, se dejará la misma válvula de presión independiente en modo de control de flujo en las mismas UMAS para evaluar los resultados obtenidos. Esta información se comparará con la información obtenida del modo de operación por control de posición, evaluando las diferencias y determinando, en dado caso los ahorros obtenidos. Esta es una buena estrategia de control en los sistemas de volumen variable ya que la operación de la válvula es con base en el flujo, es decir, dependiendo de la demanda que se tenga en el edificio (carga térmica), será el flujo que pase a través de los dispositivos periféricos, en este caso, la válvula de control y el serpentín de la UMA. Este es el diseño de operación más comúnmente utilizado actualmente ya que ofrece un mejor control en sistemas de este tipo de diseño de aire acondicionado. Para este caso se requiere de una válvula de balanceo ya sea manual o automática, pero en nuestro trabajo de investigación esto ya viene incluido en la misma válvula de control (ver Anexo 3).

Control de Flujo + Control del diferencial de temperatura. - Esta es la tercera etapa o modo de operación, donde se reconfigurará la misma válvula en las mismas UMAS. Esta es una de las estrategias de control que se comienzan a utilizar más para disminuir el consumo de energía. Lo que se busca, en este caso, es mantener el confort y las condiciones de diseño en el inmueble en cuanto al flujo y al diferencial de temperatura.

La válvula para el control y balanceo (que en este caso está constituida en un solo equipo) contiene un algoritmo que trabaja para suministrar el flujo de agua requerido en cada UMA, evitando el sobre flujo y manteniendo como límite inferior el punto de referencia del diferencial de temperatura, es decir, su tarea principal es mantener como base de referencia el diferencial de temperatura proyectado desde diseño. Esto es de una enorme ayuda ya que generalmente a medida que pasa el tiempo y dependiendo de qué tan bueno es o no el mantenimiento preventivo y la operación del inmueble las condiciones iniciales se van deteriorando, lo cual repercute en la eficiencia, primero del serpentín, y en consecuencia del sistema de aire acondicionado.

Al término de las mediciones se compararán las tres situaciones aquí comentadas para determinar los diferentes ahorros en cada una de las etapas.

Con la ayuda del BMS y mediante la medición del comportamiento de las principales variables, como es el caudal de agua y el diferencial de temperatura entre el suministro y el retorno, se realizará un seguimiento del consumo energético para comparar los tres diferentes modos de operación.

Como primer paso se realizaron varias mediciones durante diferentes días en periodos de 60 minutos a tres diferentes UMAS, haciendo la secuencia descrita en la tabla 5.2 para el cambio de los modos de operación.

Tabla 5.2 Cambio en las secuencias de operación en las UMAS, 4, 6 y 8.

	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
UMA 4	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	FLUJO
UMA 6	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	FLUJO + ΔT
UMA8	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	POSICION

Una primera medición para este ejemplo se realizó el día 22 de abril de 2019; dejando en cada UMA, los tres modos de operación, generando las siguientes figuras 5.1, 5.2 y 5.3; con la finalidad de visualizar el comportamiento que se tiene en cada uno de dichos modos de operación.

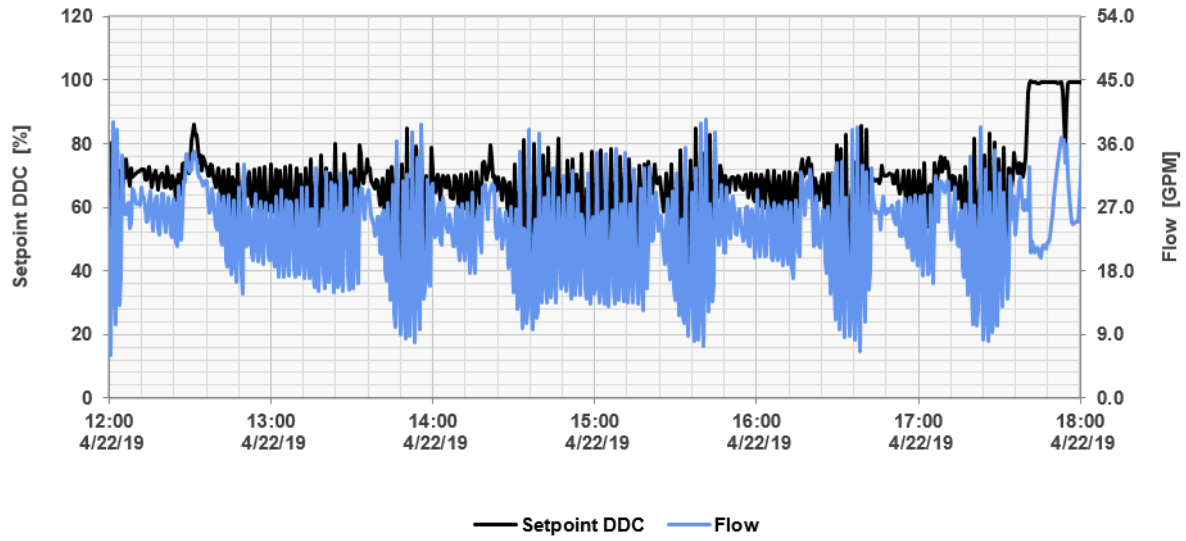


Figura 5.1 UMA 4 Con los tres diferentes modos de operación.

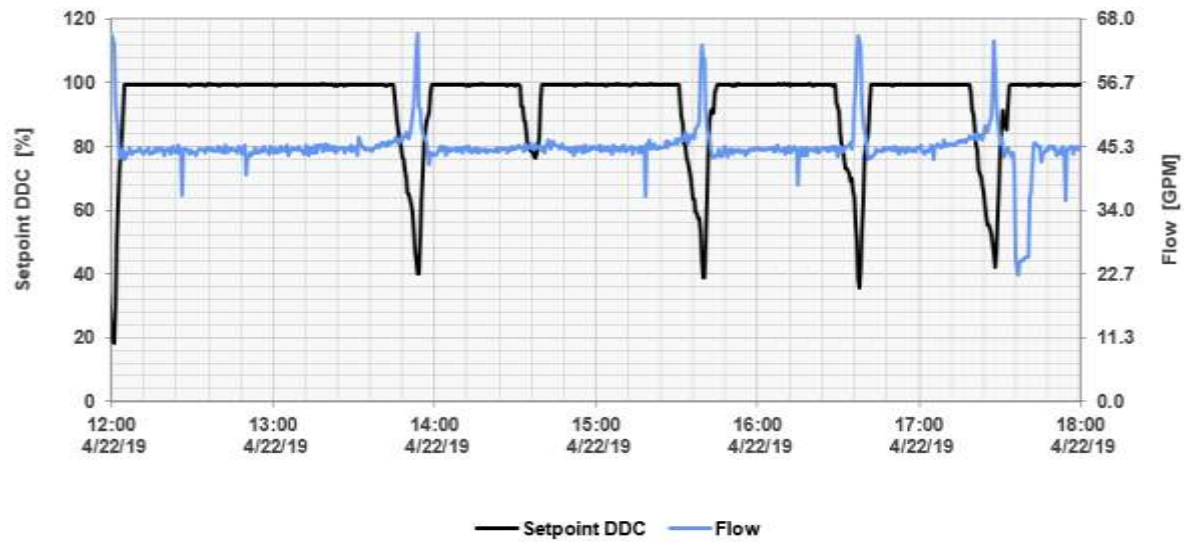


Figura 5.2 UMA 6 Con los tres diferentes modos de operación.

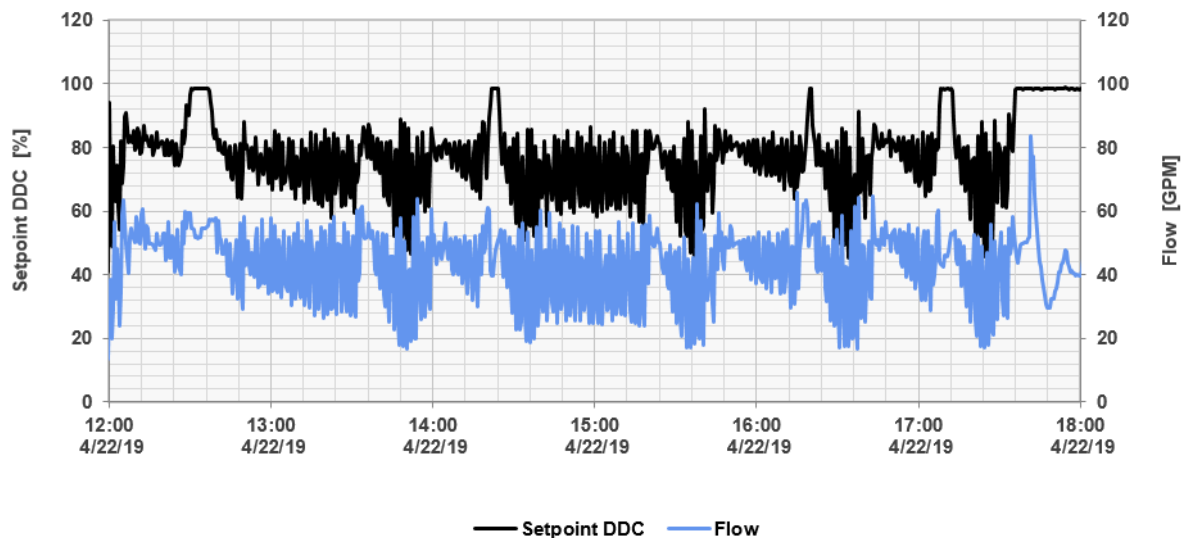


Figura 5.3 UMA 8 Con los tres diferentes modos de operación.

En los tres casos la línea azul es la operación real del flujo en cada válvula, la línea negra muestra el setpoint del sistema de control. Como se observa, en todos los casos la operación real del sistema está por debajo de lo que solicita el controlador, aunque realmente al cambiar cada hora el modo de operación no permite ver del todo la diferencia entre uno y otro modo.

Otro de los parámetros importantes, que nos ayuda a determinar la eficiencia en los intercambiadores de calor, como por ejemplo las UMAs es el ΔT , por lo que también es importante su monitoreo y control.

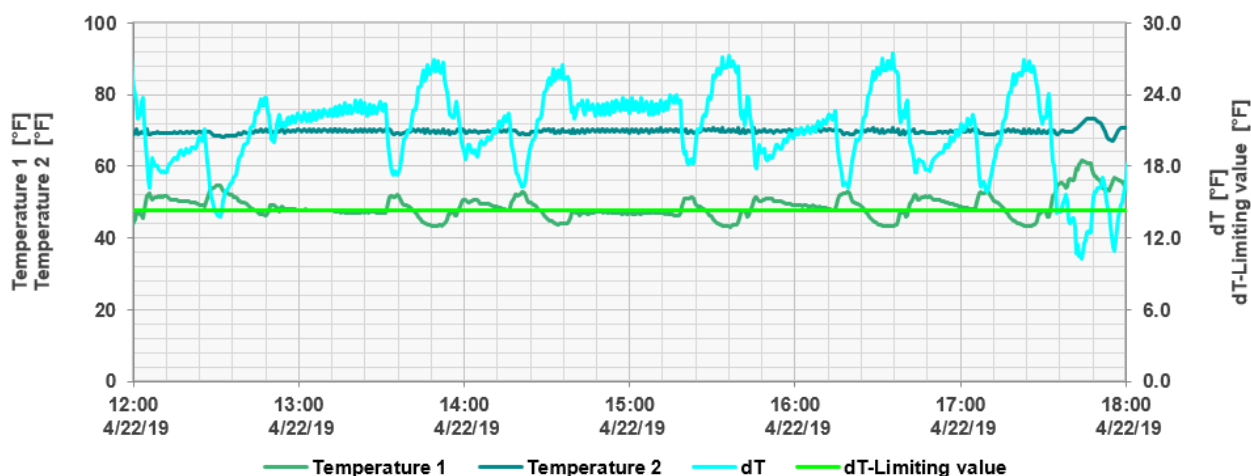


Figura 5.4 UMA 4 Comportamiento de las temperaturas de suministro, retorno y el diferencial de temperatura.

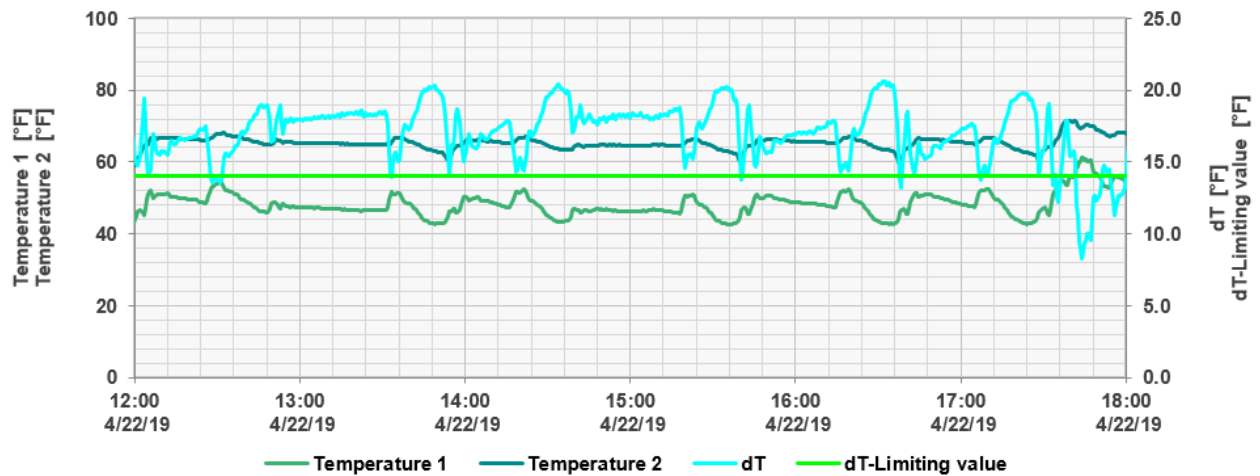


Figura 5.5 UMA 6 Comportamiento de las temperaturas de suministro, retorno y el diferencial de temperatura.

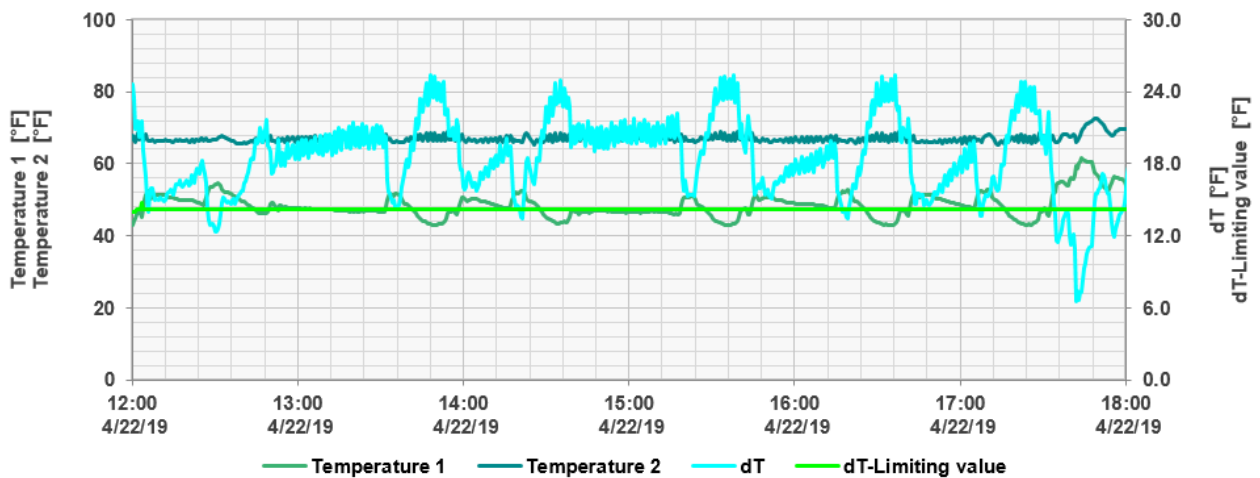


Figura 5.6 UMA 8 Comportamiento de las temperaturas de suministro, retorno y el diferencial de temperatura.

Análisis de las mediciones efectuadas

Realmente en los tres casos de las figuras 5.1, 5.2 y 5.3 donde se realiza el cambio en el modo de operación cada 60 minutos es difícil de apreciar una tendencia clara en el comportamiento de cada equipo que haga diagnosticar un mejor desempeño en uno u otro caso, gran parte de esto debido al corto periodo de tiempo en el que se realizó y a la inercia térmica que se presenta en cada situación.

En las figuras 5.4, 5.5 y 5.6 se puede observar que el ΔT se mantiene por lo general por encima del límite inferior especificado que es de 14.4°F , esto nos puede indicar que es posible hacer un ajuste hacia arriba en dicho límite inferior del ΔT .

Tabla 5.3 Secuencia de los modos de operación en las UMAS 4, 6 y 8 del día 22 de abril

	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
UMA 4	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo + ΔT
UMA 6	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT
UMA8	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	posición	flujo	flujo + ΔT	flujo + ΔT

Gráficas de cada unidad manejadora de aire en diferente modo de operación.

Con base en lo anterior se procedió a dejar cada equipo programado en diferente modo de operación del 2 al 9 de mayo. En lo que respecta a la UMA No. 4 se dejó bloqueada por parte de la gente de control (como en ocasiones sucede en la práctica) abierta en una cierta posición todo el tiempo, es decir, le dieron un sobre comando. En la gráficas 5.7, 5.8 y 5.9 se muestra un periodo de medición del 2 al 9 de mayo.

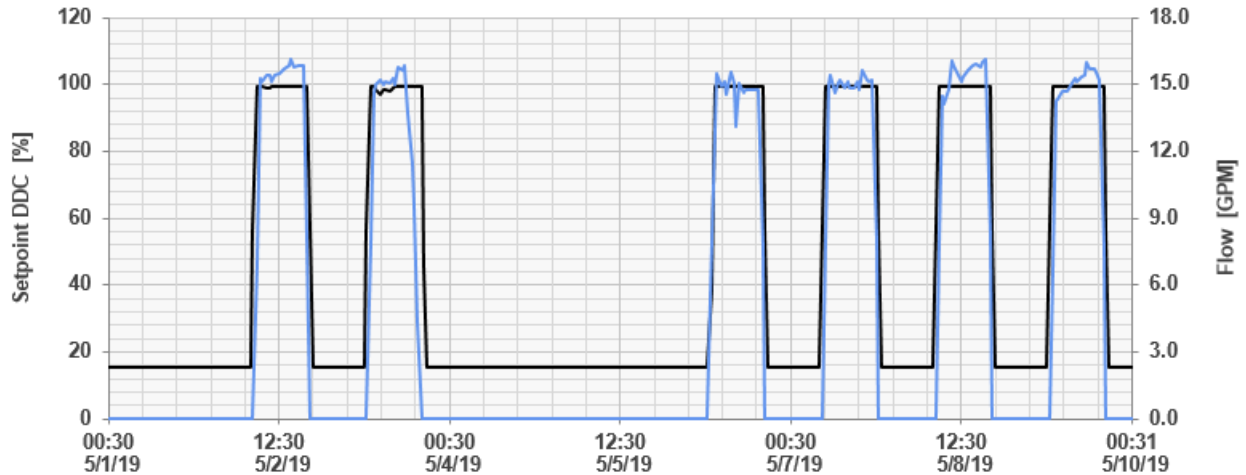


Figura 5.7 UMA 4 Operación bloqueada por personal de control

Se observa que prácticamente no hay una diferencia entre la operación y lo que le solicita control automático. Esta medición la descartamos ya que no fue posible que trabajara según lo habíamos programado, pero ayuda de cierto modo para tener una referencia de la operación. Resulta curioso que, aunque el flujo configurado de diseño es de 70 GPM, se haya dejado bloqueado en este periodo a un valor de prácticamente 15 GPM.

Por la razón comentada en el párrafo anterior se estableció una segunda parte de este trabajo, el cual se basó en el seguimiento puntual de las UMAS No 6 y No 8 (ver características en el Anexo 2) que son idénticas y en las cuales se tiene configurado el mismo flujo máximo de 92.8 GPM.

En la UMA No. 6 se dejó programada del 2 al 9 de mayo en modo de control de flujo más el control del diferencial de temperatura, aquí si se observó una diferencia notable entre lo que solicita el control (setpoint) y la operación real en la válvula de la

manejadora de aire, en este caso se tuvo un promedio de 23.98 GPM. Los días 4 y 5 de mayo corresponden al sábado y domingo donde los equipos estuvieron inactivos.

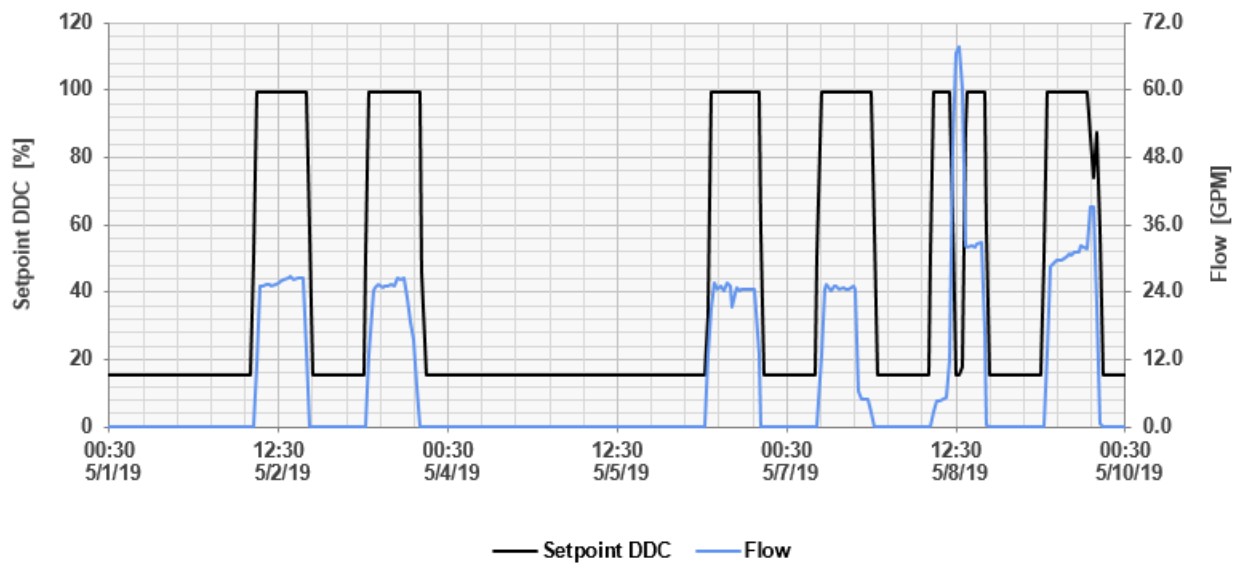


Figura 5.8 UMA 6 Modo de control de flujo más diferencial de temperatura

En las figuras 5.9 y 5.10 se observa cómo el diferencial de temperatura en muchas ocasiones (prácticamente cuando está encendida en los días hábiles) se encuentra por arriba del límite inferior solicitado por el sistema de control.

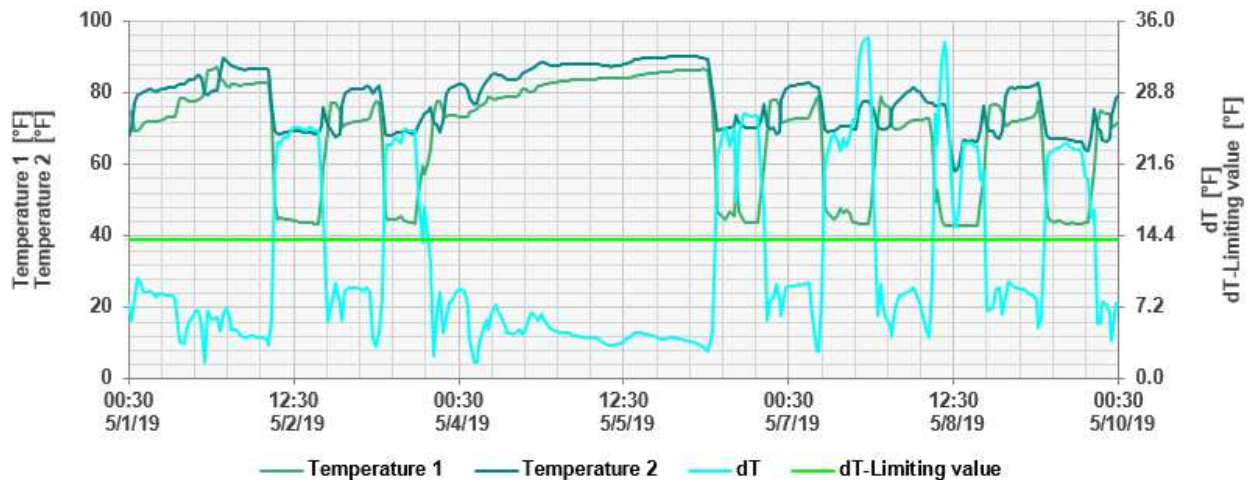


Figura 5.9 UMA 6 Comportamiento del diferencial de temperatura en el período del 1 al 9 de mayo.

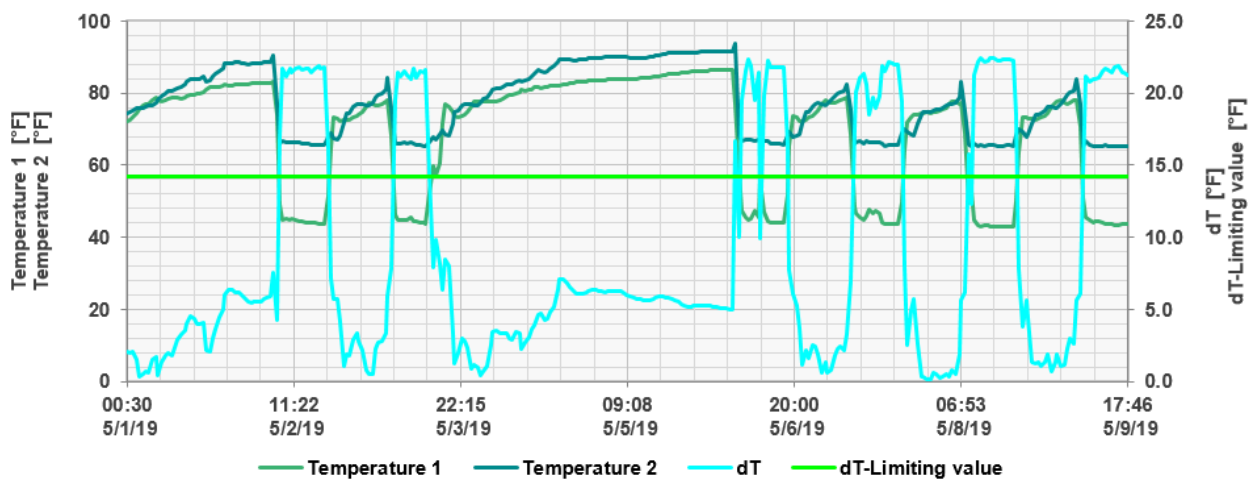


Figura 5.10 UMA 8 Comportamiento la temperatura de suministro, temperatura de retorno y del diferencial de temperatura durante el periodo del 1 al 9 de mayo.

En ambos casos el setpoint establecido del ΔT es de 14.4°F , aunque en la UMA 6 se llega a tener un ΔT arriba de 30°F mientras que en la UMA 8 se llegan a tener valores de 22°F . Generalmente cuando está por debajo del setpoint es cuando el equipo se encuentra apagado, cuando el equipo está operando se activa de forma automática el administrador del ΔT para volver a subir dicho diferencial de temperatura (si se tiene habilitada esta estrategia de control como en este caso está en la UMA 6). Aunque se puede observar que prácticamente no entra en operación, ya que, en los horarios hábiles por así decirlo, que es cuando está encendida la UMA generalmente se encuentra por arriba de ese valor.

Haciendo un análisis más de cerca en la UMA 6 en la figura 5.11 se llegó a tener por un espacio de tiempo corto, una situación donde el ΔT se encontraba por debajo de la

referencia programada cuando la UMA se encontraba ya encendida, esto ocurrió al encender el equipo (8:00am), esta es una situación normal ya que lógicamente al estar apagado no existe una necesidad de intercambio de calor y al encenderla no hay mucha carga térmica que abatir ya que aún está llegando el personal a laborar.

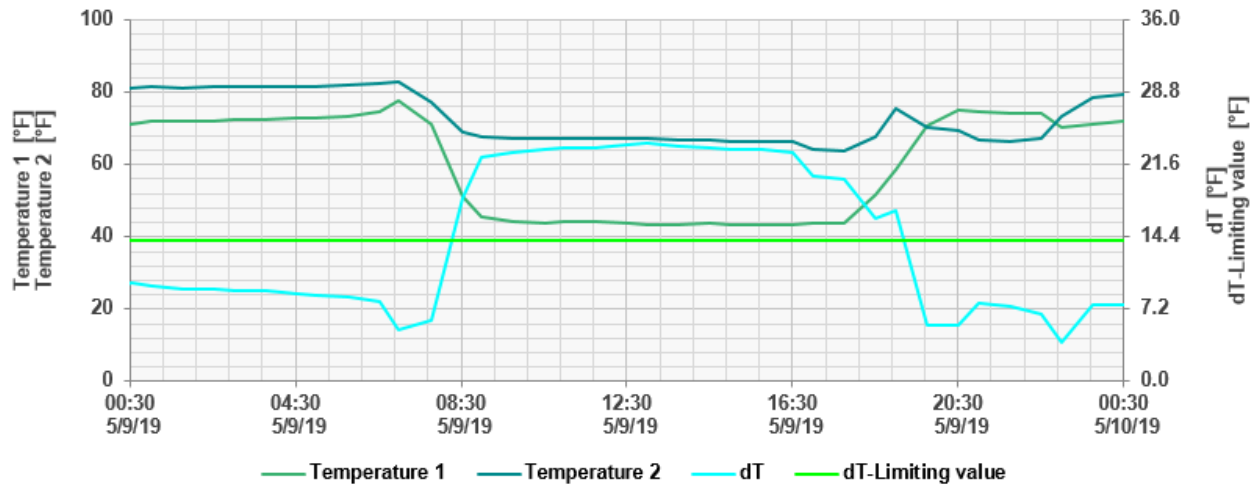


Figura 5.11 UMA 6 Comportamiento la temperatura de suministro, temperatura de retorno y del diferencial de temperatura.

Para el caso de la UMA 8, la válvula se dejó programada también del 1 al 9 de mayo en control de posición, esto es, la válvula está gobernada de acuerdo a lo que le solicita el sistema de control. Se observa en la gráfica siguiente cómo la señal de flujo trata de igualar el flujo solicitado. Las manejadoras de aire 6 y 8 son exactamente iguales, el usuario es el mismo (misma empresa) que ocupa ambos pisos por lo que se considera un comportamiento similar en la carga en cada uno de los niveles. Partiendo de lo anterior se observa que no tienen el mismo comportamiento; en este caso el flujo promedio en el mismo período de tiempo es de 35.47 GPM.

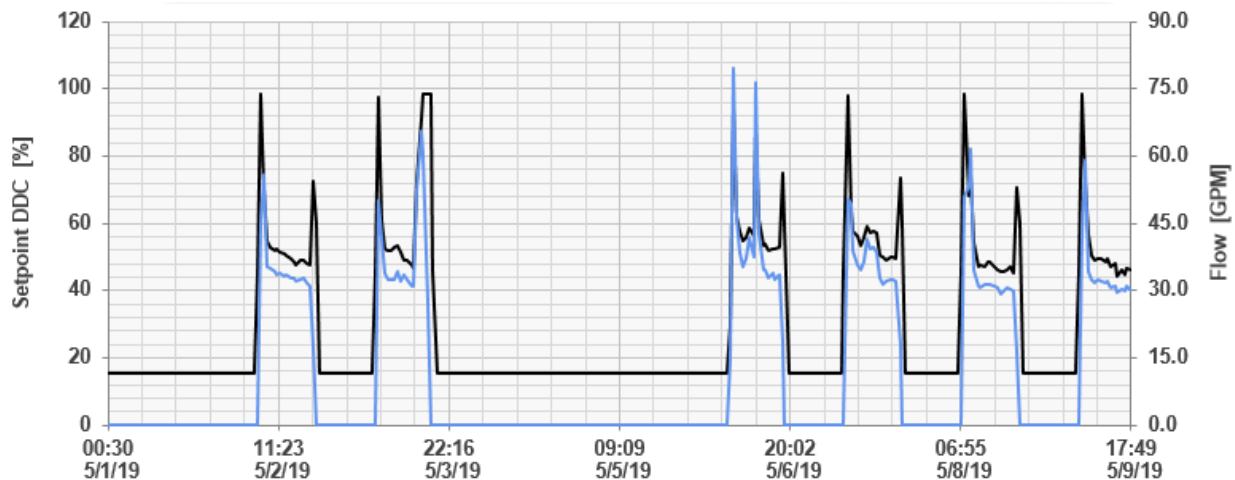


Figura 5.12 UMA 8 Modo de control de posición.

A diferencia de la UMA 6 que se programó como control de flujo más el control del ΔT , aquí la válvula es gobernada por el control automático con base en sus parámetros de configuración.

Enseguida se muestra el comportamiento de las temperaturas de suministro y de retorno, así como el ΔT entre estas dos temperaturas.

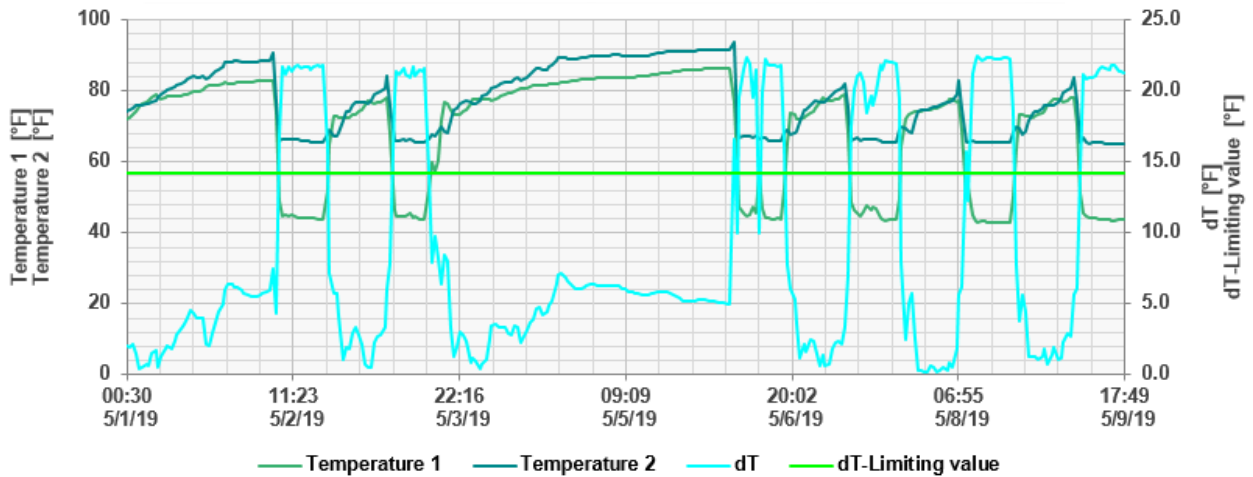


Figura 5.13 UMA 8 Comportamiento la temperatura de suministro, temperatura de retorno y del diferencial de temperatura.

Cálculo de la carga térmica proporcionada por los diferentes esquemas de control

Para el cálculo de la energía térmica, en cada uno de los serpentines de las UMAs se toma como base la definición de transferencia de calor en sistemas hidráulicos; conociendo el ΔT del agua que fluye a través del serpentín y el flujo del agua se determina la carga térmica, Q_t y que se expresa de la siguiente manera:

$$Q_t = \dot{m}C_p (T_2-T_1) \text{ que también puede expresarse como } Q_t = \dot{m}C_p \Delta T \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

Q_t = Tasa de transferencia total de calor [BTU/hr]

\dot{m} = flujo másico del agua [gal/min]

C_p = calor específico del agua [BTU/lb -°F]

ΔT = diferencial de temperatura del agua entre la entrada y la salida del serpentín de la UMA [°F]

Generalmente en el cálculo de las unidades de aire acondicionado en México se utiliza el sistema inglés por lo que para los diferentes cálculos utilizaremos dicho sistema.

Para el caso de intercambiadores de calor (serpentines en este caso) donde el fluido es agua la ecuación queda de la siguiente manera, realizando el análisis dimensional correspondiente; y dado que el medidor de flujo ultrasónico se encuentra en el retorno de cada una de las UMAS se considera la temperatura de salida, así como la densidad del agua en dichas condiciones, esto es, 62.2 lb/ft³ o 8.315 lb/gal por lo que la Ecuación 1 quedará de la siguiente manera:

$$Q_t = \Delta T \text{ (}^\circ\text{F)} \times \text{Flujo gal/min} \times 60 \text{ min/hr} \times 8.315_{(\text{agua})} \text{ lb/gal} \times 1 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F}.$$

$$Q_t = \Delta T \times \text{Flujo} \times 498.9 \dots\dots\dots (2)$$

Para cada periodo de medición que fue del 2 al 9 de mayo se realizaron los correspondientes cálculos, primeramente, para la UMA 6 con modo de operación de control de flujo y administración del ΔT .

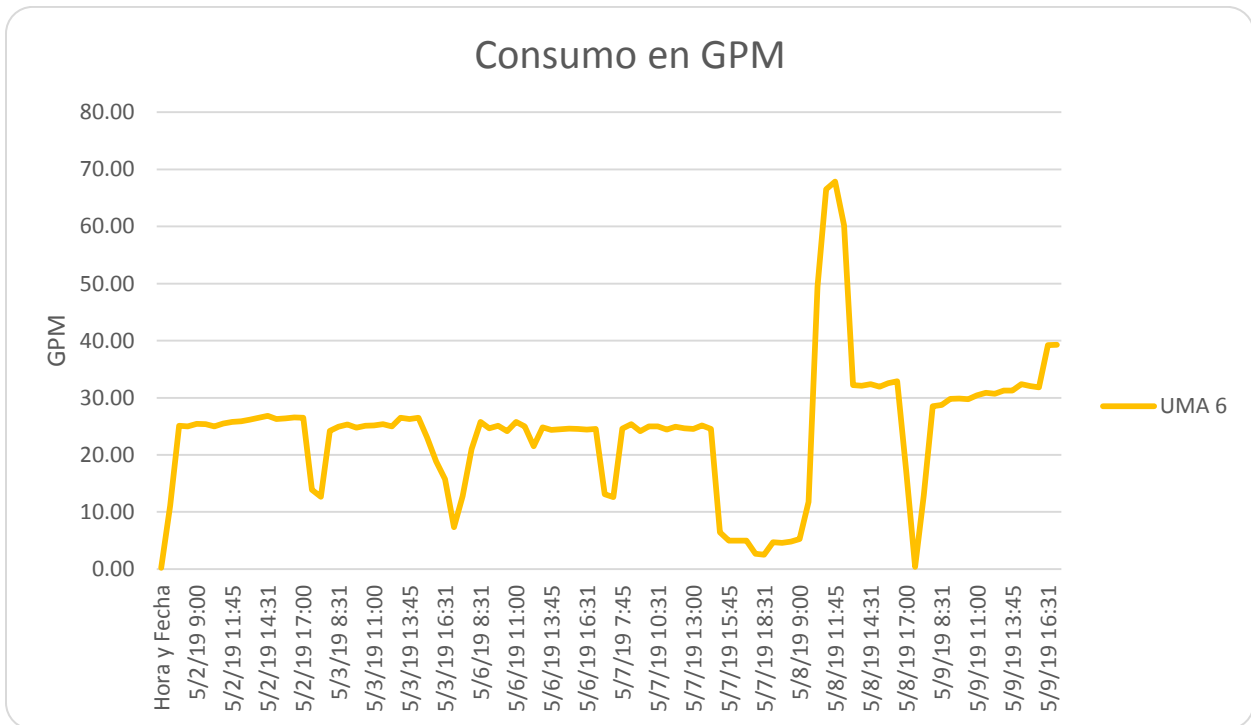


Figura 5.14 Medición instantánea del flujo en UMA 6; modo de operación en control de flujo y administración del ΔT

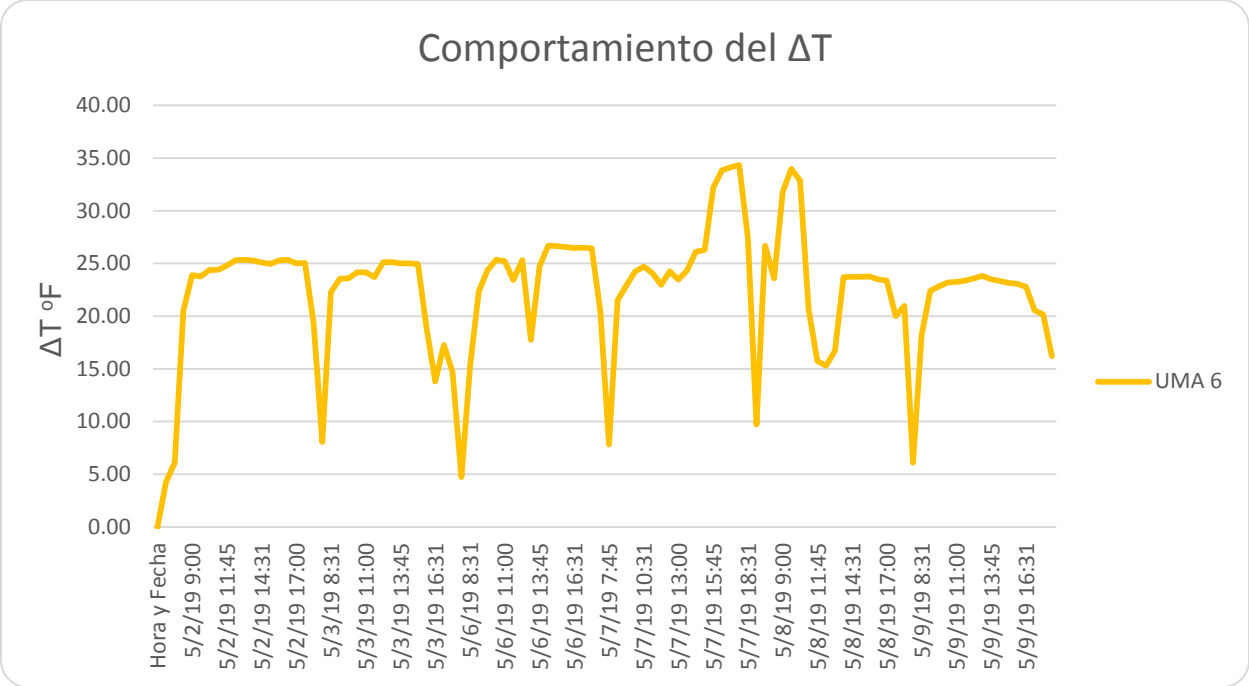


Figura 5.15 Medición instantánea del ΔT en UMA 6; modo de operación en control de flujo y administración del ΔT

Con la información de las figuras 5.14 y 5.15 y con base en la expresión 2 obtenemos la carga térmica obtenida en el periodo de medición.

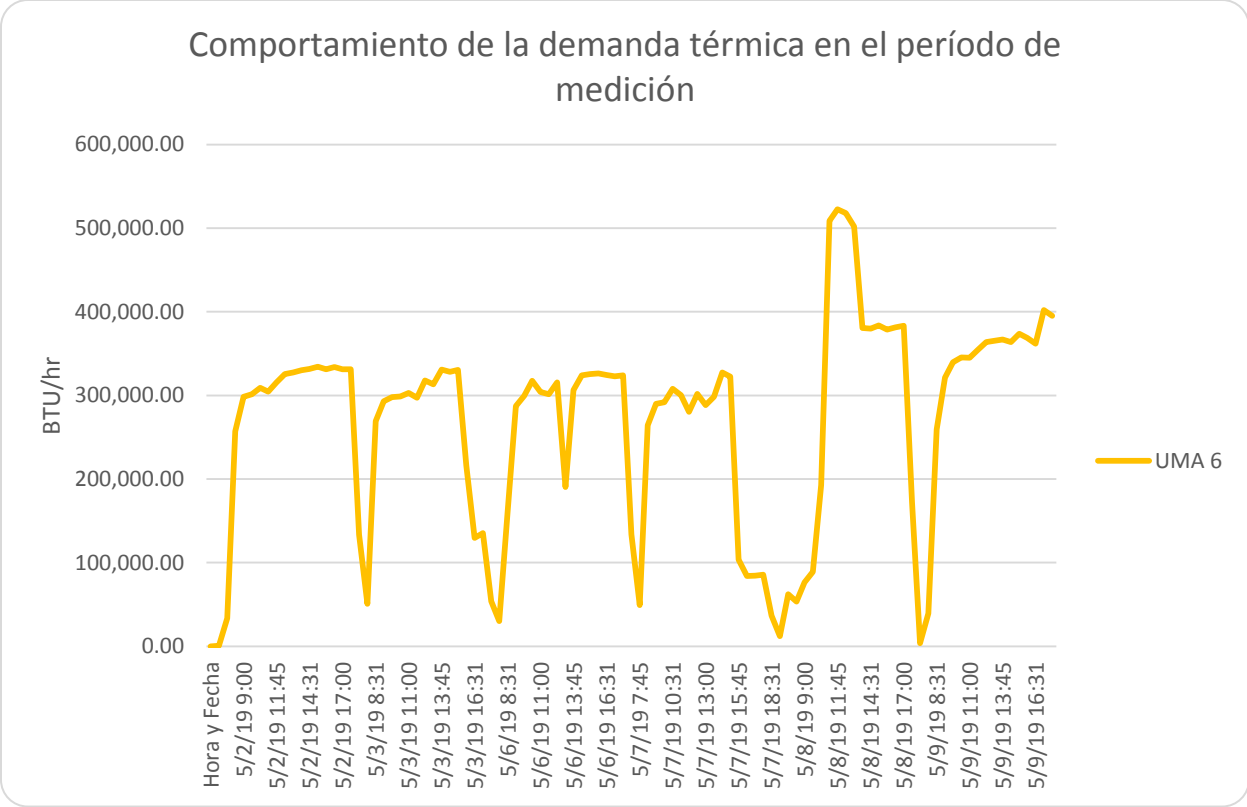


Figura 5.16 Demanda de la energía térmica en la UMA 6; modo de operación en control de flujo y administración del ΔT .

Se realizó el mismo proceso de medición y de cálculo ahora para la UMA 8 en control de posición.

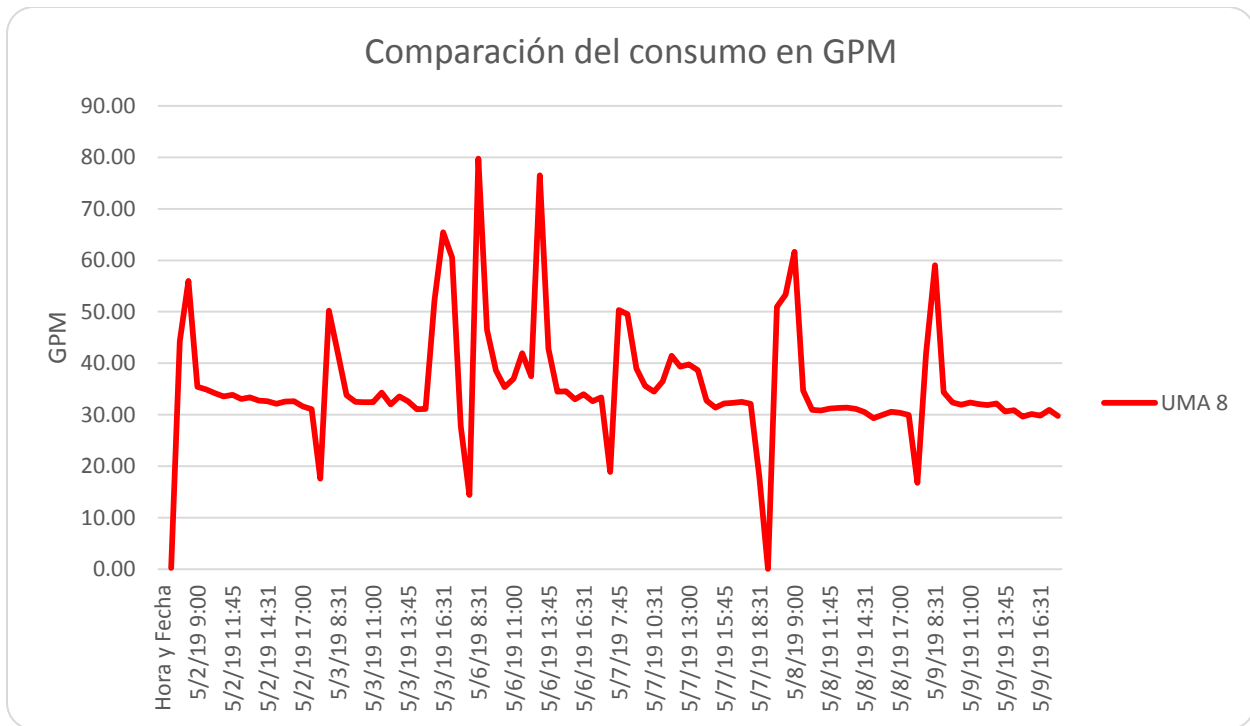


Figura 5.17 Medición instantánea del flujo en UMA 8; modo de operación en control de posición.

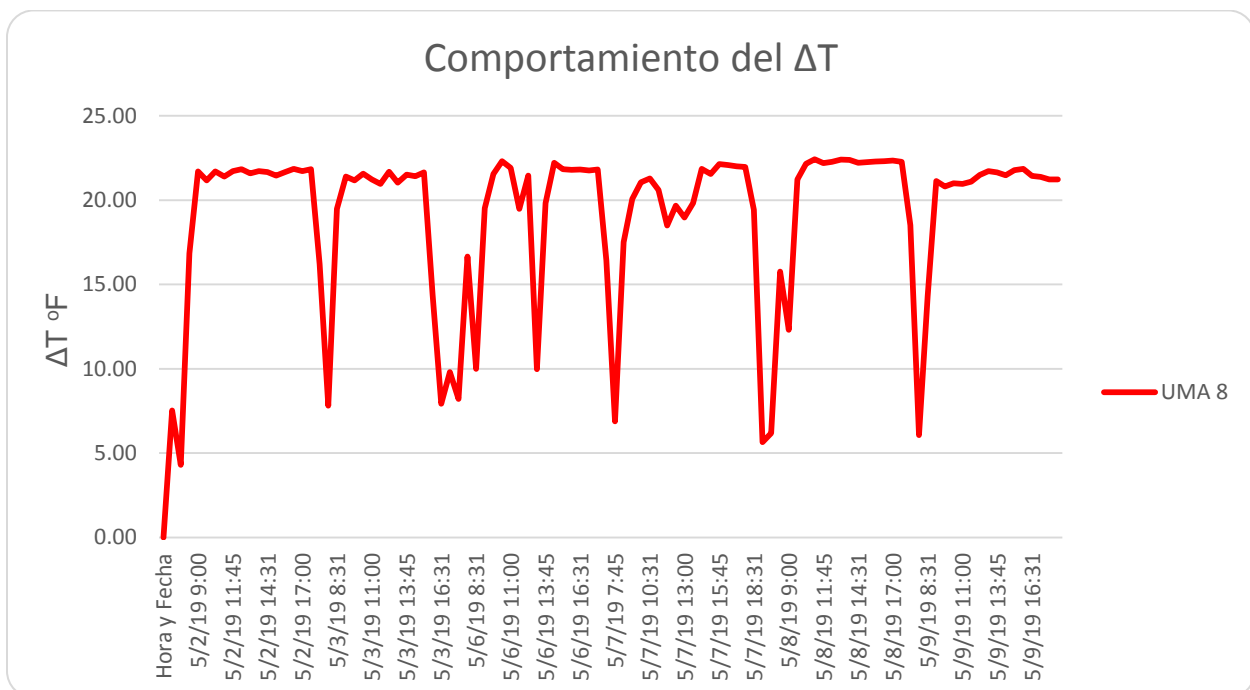


Figura 5.18 Medición instantánea del ΔT en UMA 8; modo de operación en control de posición.

Con la información de las figuras 5.17 y 5.18 y con base en la expresión 2 obtenemos la carga térmica obtenida en el periodo de medición para la UMA 8.

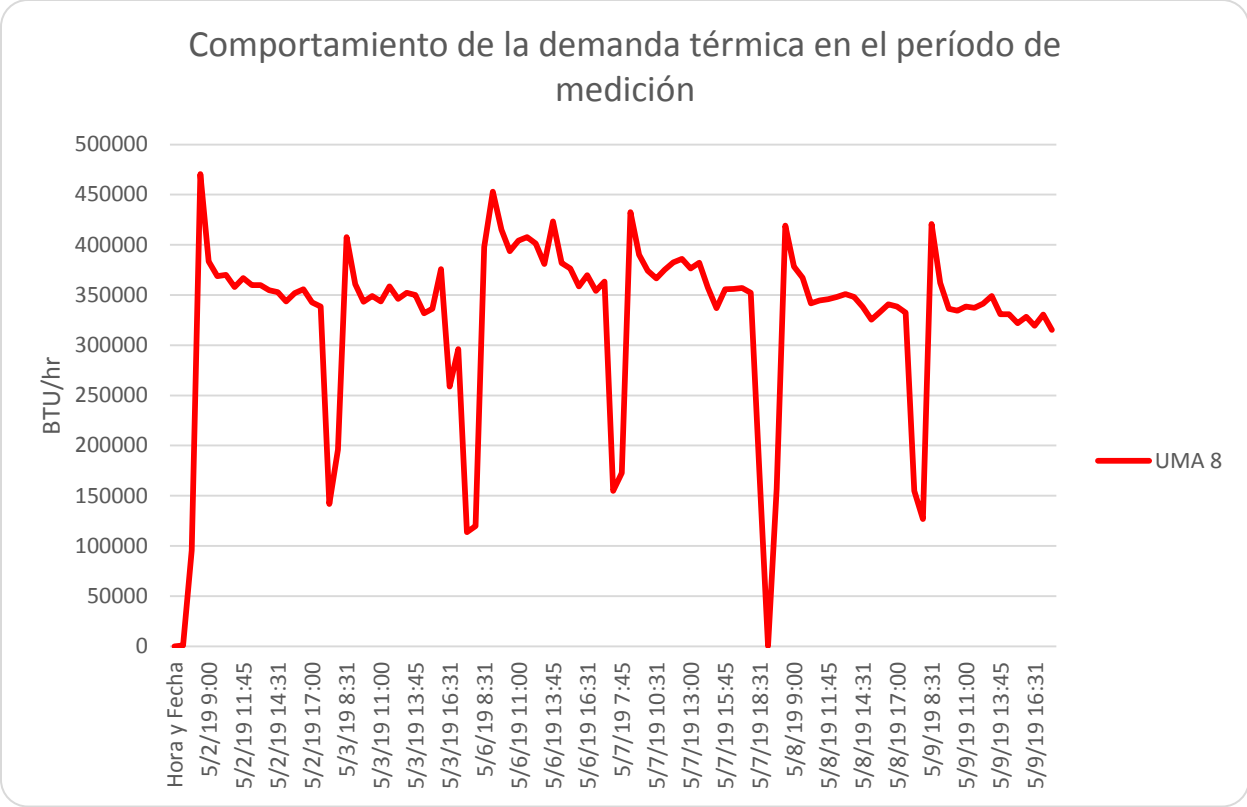


Figura 5.19 Demanda de la energía térmica en la UMA 8; modo de operación en control de posición.

En la siguiente gráfica se puede observar ambos comportamientos y la diferencia en el consumo en BTU/hr.

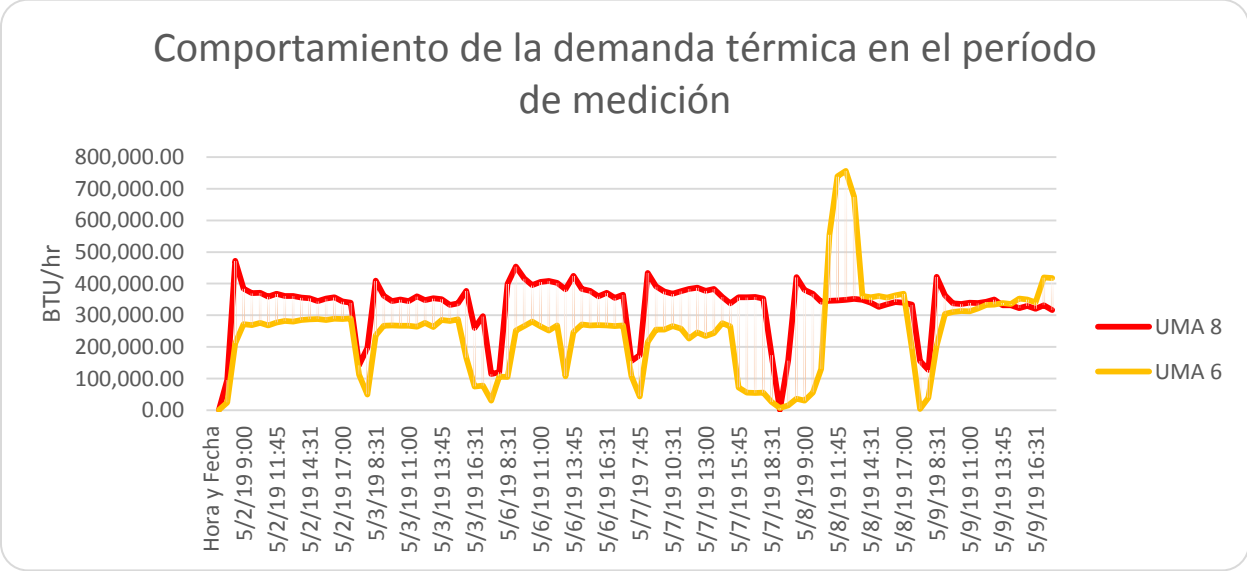


Figura 5.20 Diferencia en la demanda de BTU/hr entre ambas UMAS en el periodo de medición.

De la figura 5.20, el área achurada muestra la diferencia en la demanda de la energía térmica en ambos modos de operación. Para obtener dicho ahorro de forma numérica lo podemos hacer con la diferencia de las sumatorias de energía de cada uno de los equipos, esto es:

$$Qt_{UMA6} = \int_{t_0}^t \dot{Q}t dt \approx \sum_{i=0}^t Qi \Delta ti \dots\dots\dots (3)$$

$$Qt_{UMA8} = \int_{t_0}^t \dot{Q}t dt \approx \sum_{i=0}^t Qi \Delta ti \dots\dots\dots (4)$$

Donde Qt es la energía térmica total en cada una de las manejadoras de aire.

El Δti de muestreo fue de 45 y 29 minutos (obtenido del equipo de medición), el periodo efectivo de medición fue del 2 de mayo a las 7:00am al 9 de mayo de 2019 a las 5:45pm; esto es, 178.75 hrs totales.

Posteriormente se utilizó la relación que indica que 1 Tonelada de Refrigeración equivale a 12,000 BTU/hr.

$$\sum_{i=0}^t Qi \Delta ti \text{ para la UMA 6} \quad 12,000 \text{ BTU/hr} = 1 \text{ TR}_{UMA6} \dots\dots\dots (5)$$

$$\sum_{i=0}^t Qi \Delta ti \text{ para la UMA 8} \quad 12,000 \text{ BTU/hr} = 1 \text{ TR}_{UMA8} \dots\dots\dots (6)$$

Obtenido el resultado en toneladas de refrigeración para cada intervalo de tiempo, se verificó la eficiencia de los chillers en kW/ton (ver anexo 4), teniendo en cuenta que, según el personal de operación, los chillers trabajan generalmente en un 70% de su carga, por lo que el factor considerado fue de .396 kW/ton.

$$kW_{el\u00e9ctricos\ UMA6} = TR_{UMA6} \times 0.396 \text{ kW/ton.} \dots\dots\dots (7)$$

$$kW_{el\u00e9ctricos\ UMA8} = TR_{UMA8} \times 0.396 \text{ kW/ton.} \dots\dots\dots (8)$$

Con el resultado en kW se obtuvo la energía eléctrica kWh para cada período de medición que va del 2 al 9 de mayo.

$$\text{Energ\u00eda El\u00e9ctrica en el per\u00edodo de medici\u00f3n (kWh)}_{UMA6} = kW \text{ (per\u00edodo de muestreo en minutos)} \dots\dots\dots (9)$$

kWh_{UMA 6} = 600.10 kWh

Energía Eléctrica en el período de medición (kWh)_{UMA 8} = kW (período de muestreo en minutos)
 (10)

kWh_{UMA 8} = 739.93 kWh

El ahorro de energía eléctrica entonces será:

Energía Eléctrica en el periodo de medición (kWh)_{UMA 8} - Energía Eléctrica en el período de medición (kWh)_{UMA 6}
 (11)

El resultado de la expresión 11 es de 139.83 kWh en el período de medición del 2 al 9 de mayo.

La tarifa a la cual está conectado el edificio es GDMTH (Gran Demanda en Media Tensión Horaria); el precio de la energía eléctrica en el mes de mayo de 2019 fue el siguiente:

Tabla 5.4 Precio de la energía eléctrica para el mes de mayo en el Valle de México Centro.

Tarifa	Descripción	Int. Horario	Cargo	Unidades	MAY-19
GDMTH	Gran demanda en media tensión horaria	-	Fijo	\$/mes	591.00
		Base	Variable (Energía)	\$/kWh	1.0050
		Intermedia	Variable (Energía)	\$/kWh	1.6571
		Punta	Variable (Energía)	\$/kWh	1.9344
		-	Distribución	\$/kW	59.19
		-	Capacidad	\$/kW	362.74

Para el cálculo de ahorro económico se considera el esquema tarifario anterior HM para el consumo de energía en el periodo intermedio que va de las 6am a las 8pm ya que prácticamente es el tiempo en el que operan todas las UMAs. No se considera para este cálculo ahorro en demanda ni ahorro en el sistema de bombeo, aunque en este último es seguro que también los hay; solo se considera el ahorro en los chillers con base en su COP.

Ahorro económico estimado por UMA = 139.83 kWh x 1.6571 \$/kWh = \$231.71

Este ahorro económico estimado representa el ahorro en una UMA para el periodo de medición considerado, por lo que sí se establece dicho cambio en la estrategia de control durante todo un año (52 semanas) solo para las 20 UMAs que tienen una

válvula de 2" que se tienen instaladas tendríamos un ahorro anual estimado de \$240,978.

Esta medida realmente no implica una inversión fuerte, solo el tiempo de una persona para realizar dichos cambios, que pudiera ser de un día, ya que esto se puede hacer vía el BMS desde la estación de trabajo; teniendo una válvula de las características descritas en el Anexo 3.

6.- Conclusiones y recomendaciones.

Sin duda el ahorro de energía se ha convertido desde hace algunas décadas en uno de los principales objetivos tanto de los diseñadores, constructores, dueños y por supuesto el personal de operación y usuarios que intervienen de una u otra manera en el consumo y estrategias de ahorro de energía de los inmuebles.

El aire acondicionado es uno de los principales consumidores en los edificios comerciales y de oficinas, por eso es de vital importancia tener un verdadero enfoque en este sistema. Definitivamente existen diferentes y muy diversas estrategias para alcanzar los objetivos de ahorro ya que depende desde las mismas características de los edificios. En este trabajo se mostró el comportamiento que se tiene en cada modo de operación, viendo ventajas de cada uno de ellos.

En las mediciones realizadas en este trabajo se ve una diferencia notable dependiendo de la forma de operar un sistema de aire acondicionado; en este caso evaluándose los resultados del modo Control de Posición y Control de Flujo con la estrategia del control del diferencial de temperatura. La medición realizada fue del 1 al 9 de mayo que, aunque hubo un fin de semana y un día festivo que se quitó del análisis se pudo obtener la información de cinco días hábiles, lo cual hace confiables los resultados obtenidos en este trabajo.

En las UMAS 6 y 8 se observa que no alcanzan los 75 GPM, que es el dato de diseño, por lo que este valor pudiera ser ajustado a un valor menor y con esto tener un mejor dimensionamiento en los equipos; este ajuste puede ser realizado en estas válvulas desde el software de trabajo.

En lo que respecta al ΔT y con la información obtenida se puede analizar el sistema y hacer un reajuste para subirlo de 14.4 °F a tal vez 18 °F o 20 °F, porque opera muy poco el algoritmo de administración del ΔT . Como el flujo y el ΔT son inversamente proporcionales y basándonos en la ecuación 2 se podrán obtener aún más ahorros que los calculados en este trabajo.

A partir de este análisis, se observa el efecto de la disminución en el rendimiento del serpentín al tener un menor ΔT ya que se aumenta el flujo de agua; de las figuras 5.12 y 5.13 se aprecia el comportamiento del ΔT , donde la UMA 6 que está configurada en control de flujo más la administración del ΔT tiene valores más altos en este parámetro por lo cual se puede inferir el resultado de las figuras 5.14, 5.15 donde se observa un menor flujo de agua en dicha UMA en comparación con la UMA 8 de la figura 5.15.

7.- Bibliografía.

Lizardos, E.J. (1994). Optimizing delta-T, Engineered Systems, September.

Henze G.P., Henry W, Thuillard M., (2013); Improving campus chilled water systems with intelligent control valves: A field study. AEI-ASCE.

ASHRAE Handbook, (2000) HVAC Systems and equipment. Chapter 12, hydronic heating and cooling systems design.

Steven T., Taylor P.E., (2001) Optimizing Design & Control of Chilled Water Plants; ASHRAE Journal, December 2011.

Hartman, T.B. (2002) "High-efficiency pumping and distribution system incorporating a self-balancing, modulating control valve." US Patent 6,352,106, 2002

Hegner R.A., (1997) Selecting Control & Balancing Valves in a Variable Flow System, ASHRAE Journal.

8.- Anexos.

Anexo 1

Listado de válvulas en manejadoras de aire.

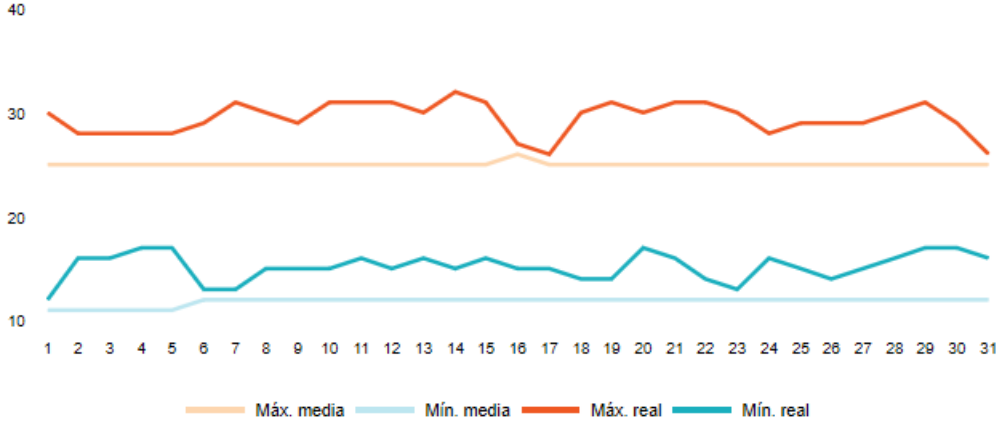
EQUIPO	SERVICIO	MODELO	DIAMETRO	GPM	CANTIDAD
UMA-24	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	35.8	1
UMA-23	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	51.2	1
UMA-22	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	51.2	1
UMA-21	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	51.2	1
UMA-20	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	62.2	1
UMA-19	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	62.2	1
UMA-18	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-17	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-16	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-15	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-14	Oficinas	EV150S-396+NRB24-EV	1 1/2"	32.1	1
UMA-13	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-12	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	66.1	1
UMA-11	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	66.1	1
UMA-10	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	88.7	1
UMA-9	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	92.8	1
UMA-8	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	92.8	1
UMA-7	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	95.5	1
UMA-6	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	92.8	1
UMA-5	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	88.7	1
UMA-4	Oficinas	EV200S-761+ARB24-EV	2"	70.4	1
UMA-3	Oficinas	EV125S-285-B+NRB24-EV	1 1/4"	18.9	1
UMA-2	Oficinas	EV150S-396+NRB24-EV	1 1/2"	32.9	1
UMA-1	Gimnasio	EV125S-285-B+NRB24-EV	1 1/4"	26.4	1

Anexo 2.

Temperaturas en la Ciudad de México del 1 al 9 de mayo de 2019

DÍA	T. MEDIA	T. MÁX	T. MÍN	V. MEDIA VIENTO	RACHAS MÁX	PRESIÓN MEDIA	LLUVIA
1	19 °C	29 °C	12 °C	11.9 km/h	44.4 km/h	1026.5 hPa	-- mm
2	21 °C	28 °C	16 °C	13.2 km/h	44.4 km/h	1025.8 hPa	-- mm
3	21 °C	28 °C	16 °C	14.4 km/h	48.2 km/h	1024.4 hPa	-- mm
4	22 °C	28 °C	17 °C	7.3 km/h	-- km/h	1023.1 hPa	-- mm
5	22 °C	28 °C	17 °C	14.1 km/h	44.4 km/h	1022.5 hPa	-- mm
6	21 °C	27 °C	15 °C	19.6 km/h	40.7 km/h	1023.9 hPa	-- mm
7	22 °C	29 °C	12 °C	11.4 km/h	31.5 km/h	1025.4 hPa	-- mm
8	23 °C	29 °C	16 °C	12.9 km/h	33.3 km/h	1023.8 hPa	-- mm
9	23 °C	29 °C	16 °C	14.6 km/h	48.2 km/h	1022.5 hPa	-- mm

Gráfico de temperaturas mayo 2019



Anexo 3

Características generales de la válvula instalada en cada UMA

EV... Series Energy Valve Stainless Steel Ball, NPT Female Ends



Valve Specifications	
Service	chilled or hot water, 60% glycol max (open loop/steam not allowed)
Flow characteristic	equal percentage/linear
Size	½", ¾", 1", 1¼", 1½", 2"
Type of end fitting	NPT female ends
Materials	
Body	
Valve	forged brass, nickel plated
Sensor housing	forged brass, nickel plated
Ball	stainless steel
Stem	stainless steel
Seat	Teflon® PTFE
Characterizing disc	Tefzel®
O-ring	EPDM
Packing	EPDM
Body pressure rating	360 psi
Media temperature range	14°F to 250°F [-10°C to +120°C] 39°F to 250°F [4°C to 120°C]**
Maximum sound level	<35 dB(A)
Leakage	0%
Close-off pressure	200 psi
Differential pressure range(ΔP)	1 to 50 psi*, 5 to 50 psi, 8 to 50 psi**
Inlet length required to meet specified measurement accuracy	5x nominal pipe size (NPS)
Humidity	<95% RH non-condensing
Flow metering technology	ultrasonic with temperature and glycol compensation
Flow control tolerance	±5%
Flow measurement tolerance	±2%
Flow measurement repeatability	±0.5%
Temperature sensors	PT1000 Insertion sensors w/NPT pipe body
Remote temperature sensor length	2 ft. 7.5 in. [0.8 m] short, 9.8 ft. [3 m] long
Temperature measurement tolerance	According to PT1000 DIN EN60751 Class B.
Resolution of temperature sensor	0.18°F (0.1°C)
Rated impulse voltage	actuator/sensor: 0.8 kV (in accordance with EN 60730-1)
Power supply for the flow sensor	actuator is powered by the flow sensor
Quality standard	ISO 9001
Agency listings	UL 60730-1/2-14, 2-18, CE according to 2004/108/EC and 2006/95/EC

All flow tolerances are @ 68°F (20°C) & water.
*See flow reduction chart on page 41.
** Applies to 2" EV model EV200S-1000 only.

Valve Nominal Size		Weights	
Inches	DN [mm]	Pounds [kg]	
½"	15	5 [2.2]	
¾"	20	5.5 [2.5]	
1"	25	6.5 [2.9]	
1¼"	32	8.5 [3.8]	
1½"	40	10 [4.5]	
2"	50	13.5 [6]	

Application

Water-side control of heating and cooling systems for AHUs and water coils. Equal Percentage / Linear: heating / cooling applications.

Mode of Operation

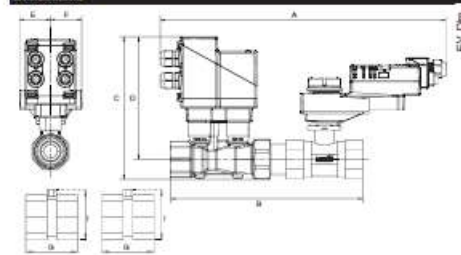
The Energy Valve is an energy metering pressure independent control valve that optimizes, documents and proves water coil performance.

Product Features

The Energy Valve measures energy, controls power, and manages delta T.

- Measures Energy: using its built-in electronic flow sensor and supply and return temperature sensors.
- Controls Power: with its Power Control logic, providing linear heat transfer regardless of temperature and pressure variations.
- Manages Delta T: The Energy Valve solves Low Delta T Syndrome. In addition, it reduces pumping costs while increasing chiller/boiler efficiency by optimizing coil efficiency.

Dimensions



Valve Nominal Size		Dimensions (Inches [mm])							
In.	DN [mm]	A	B	C	D	E	F	G	I
½"	15	14.64" [372]	7.50" [191]	6.85" [174]	6.29" [160]	1.55" [39]	1.55" [39]	2.65" [52]	3.15" [80.1]
¾"	20	14.92" [379]	8.00" [203]	7.02" [178]	6.37" [162]	1.55" [39]	1.55" [39]	2.25" [57]	3.15" [80.1]
1"	25	15.43" [392]	8.1" [211]	7.29" [185]	6.49" [165]	1.55" [39]	1.55" [39]	2.50" [64]	3.23" [82]
1¼"	32	16.45" [418]	10.00" [254]	7.54" [192]	6.61" [168]	1.73" [44]	1.73" [44]	2.77" [70.5]	3.39" [86]
1½"	40	16.84" [426]	10.78" [274]	7.87" [200]	6.77" [172]	1.73" [44]	1.73" [44]	2.77" [70.5]	3.70" [94]
2"	50	17.12" [435]	11.18" [284]	8.26" [210]	6.96" [177]	1.73" [44]	1.73" [44]	3.15" [80.1]	4.13" [105]

Design Flow Range GPM	Valve Nominal Size		Type	Actuator Type	
	Inches	DN [mm]	2-way Female NPT	Noe-Spring Return	Electronic Fail-Safe
1.65-5.5	½"	15	EV050S-5.5	LRB, LRX	AKRB, AKRX
3.1-10.3	¾"	20	EV075S-10.3	LRB, LRX	AKRB, AKRX
5.5-18.2	1"	25	EV100S-18.2	LRB, LRX	AKRB, AKRX
8.6-28.5	1¼"	32	EV125S-28.5	NRB, NRX	AKRB, AKRX
11.9-39.6	1½"	40	EV150S-39.6	NRB, NRX	AKRB, AKRX
22.8-76.1	2"	50	EV200S-76.1	ARB, ARX	AKRB, AKRX
30-100	2"	50	EV200S-1000	ARB, ARX	AKRB, AKRX

Tech.Dwg - 08Y14 - Subject to change © Belimo Aircontrols (USA), Inc.

Anexo 4

Características de los chillers instalados.

McQUAY CENTRIFUGAL CHILLER - TECHNICAL BREAKDOWN

Date saved : June 25, 2007

JOB NAME	M22282	REP. OFFICE	Long Building Technologies
JOB DESCRIPTION	1900 16th St	SALESMAN	RR
		CUSTOMER	
MODEL NUMBER	WSC087LBE29R/E3012-CE-2*A/C2612-DLYY-2*AYYY/R134-BAABM		
UNIT TAGGING	CH-1 400T (0.368 kW/ton NPLV)	VERSION	5.01

GENERAL DATA

Approval	ETL Listed / ETL Listed to Canadian Safety Standards (ETL Label / ETLc Label)
----------	---

COMPRESSOR DATA

Type / quantity-size	Centrifugal / 1 - 087		
Capacity control	VFD	Refrigerant charge (lbs)	1066
Refrigerant	R134-a	Oil cooler type	Water cooled

EVAPORATOR DATA

CONDENSER DATA

Flow (US gpm)	960.00	Flow (US gpm)	1200.00
LWT (°F)	44.00	EWT (°F)	76.00
Number of passes	2	Number of passes	2
Fouling factor	0.00010	Fouling factor	0.00025
Tube material	Cu	Tube material	Cu
Tube wall thickness (in)	0.025	Tube wall thickness (in)	0.025
Fluid type	Propylene	Fluid type	Water
Percentage of fluid	20	Percentage of fluid	100

MOTOR / STARTER DATA

Unit voltage (V/Hz/P)	460 / 60 / 3	MCA (A)	345.8
RLA (amps) per compressor	272	MOCP (A)	481.7
Starter type	VFD	LRA (A) per compressor	1780
Enclosure type	NEMA 1	Model number	VFD028YMA
Location	Terminal mounted	Approval listing	ETL/ETLc Label
Disconnect type	None	Motor protection	Standard
Control circuit transformer	Without taps	Surge capacitor	None
Ammeter with selector switch	None	Ground fault	No
Voltmeter with selector switch	None	Auxiliary control relay	None
Phase / voltage protection	Yes	Indicator lights	None
Lightening arrestors	No	P.F. correction (Kvar)	Inherent
Power factor	0.862	Corrected power factor	0.96
Shipped loose with bracket and cable kit	No	Inrush value	326.22

DESIGN PERFORMANCE

Capacity (Tons)	Power (kW)	Performance (kW/Ton)	RLA (A)	IPLV, NPLV (kW/Ton)	75% load (kW/Ton)	50% load (kW/Ton)	25% load (kW/Ton)	Evaporator		Condenser	
								PD (ft)	T in (°F)	PD (ft)	T out (°F)
400.0	194.2	0.486	272	0.369	0.396	0.335	0.419	25.4	54.3	22.0	84.9

PART LOAD PERFORMANCE

P#	%load request	Capacity (Tons)	Input power (kW)	Perf (kW/Ton)	RLA (A)	Evaporator				Condenser			
						Flow (US gpm)	T in (°F)	T out (°F)	PD (ft)	Flow (US gpm)	T in (°F)	T out (°F)	PD (ft)

(CH-1 400T (0.368 kW/ton NPLV))

