

Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Diseño de estrategias de control basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para reducir el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales

Para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecatrónico

Elaborado por

Gianmarco Jaime Gutierrez Taipe

 [0009-0006-1126-2462](https://orcid.org/0009-0006-1126-2462)

Asesor

Ing. José Luis Becerra Felipe

 [0000-0001-5098-611X](https://orcid.org/0000-0001-5098-611X)

LIMA – PERÚ

2025

Citar/How to cite	(Gutierrez, 2025)
Referencia/Reference	Gutierrez, G. (2025). <i>Diseño de estrategias de control basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para reducir el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales</i> . [Trabajo de suficiencia profesional, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio institucional Cybertesis UNI.
Estilo/Style: APA (7ma ed.)	

Dedicatoria

A mis padres, Julia y Jaime, por su constante guía, cariño y soporte hacia mi persona durante todo mi desarrollo profesional.

A mi hermano, Giancarlo, por sus enseñanzas y ejemplo de sacrificio para salir adelante ante cualquier problema.

A mi compañera de vida, Sandra, por brindarme su amor incondicional y motivación para superarme personalmente.

Agradecimientos

A mi asesor, Ing. José Luis Becerra Felipe, por su inmenso apoyo y acertados comentarios durante la elaboración del presente trabajo de investigación.

Resumen

El presente trabajo de investigación surge como respuesta a la problemática existente del elevado consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales en el Perú comparados con EE.UU. Uno de los factores que aportan esta diferencia es que, en el Perú, dichos sistemas se diseñan, operan y controlan bajo las condiciones dictadas por normativas locales que son poco rigurosas en comparación con las establecidas por estándares internacionales.

La mayoría de estas normas internacionales están alineadas con el cumplimiento obligatorio de los estándares de *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), los mismos que son empleados como base de desarrollo de nuevos estudios para mejorar el rendimiento de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) por diversos autores internacionales y nacionales. En efecto, la hipótesis plantea que un adecuado diseño de estrategias de control reducirá el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.

Para tal fin, el presente trabajo es del tipo aplicado y correlacional, con un diseño no experimental cuya unidad de análisis es el Centro Comercial MallPlaza Comas de Lima-Perú.

Esta investigación concluyó con el diseño de tres estrategias de control basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE que redujeron un 30% el consumo de energía del sistema HVAC del proyecto mencionado. Así mismo, se alcanzó el confort térmico en todos los espacios regularmente ocupados por personas.

Palabras claves – consumo energético, ASHRAE, aire acondicionado, ventilación mecánica, estrategias de control, confort térmico, centros comerciales.

Abstract

The current research arises as a response to the existing problems related to the high energy consumption of air-conditioning and mechanical ventilation systems in shopping malls in Peru compared to those in the USA. One of the factors that contribute to this difference is that, in Peru, such systems are designed, operated and controlled under the conditions dictated by local regulations that are not very rigorous compared to those established by international standards.

Most of these international standards are aligned with the mandatory compliance with standards of *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), which are used as a basis for the development of new studies to improve the performance of heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems by many international and national authors.

Indeed, the hypothesis indicates that an adequate design of control strategies will reduce the energy consumption of air conditioning and mechanical ventilation systems in shopping malls.

To this end, the present work is of the applied and correlational type, with a non-experimental design whose analysis unit is the shopping mall MallPlaza Comas in Lima-Perú.

This research concluded with the design of three control strategies based on ASHRAE standard 90.1-2010 that reduced by 30% the energy consumption of the HVAC system of the mentioned project. Likewise, thermal comfort was achieved in all spaces regularly occupied by people.

Key words – energy consumption, ASHRAE, air conditioning, mechanical ventilation, control strategies, thermal comfort, shopping centers.

Tabla de Contenido

	Pág.
Resumen.....	v
Abstract.....	vi
Introducción.....	xiii
Capítulo I. Generalidades.....	1
1.1 Antecedentes de la investigación	1
1.1.1 Investigaciones internacionales.....	1
1.1.2 Investigaciones nacionales.....	3
1.2 Identificación y descripción del problema de investigación	4
1.3 Formulación del problema	8
1.3.1 Problema general	8
1.3.2 Problemas específicos	8
1.4 Justificación e importancia	8
1.5 Objetivos	9
1.5.1 Objetivo general.....	9
1.5.2 Objetivos específicos.....	9
1.6 Hipótesis	10
1.6.1 Hipótesis general.....	10
1.6.2 Hipótesis específicas	10
1.7 Variables y operacionalización de variables	10
1.7.1 Variables.....	10
1.7.2 Operacionalización de variables	11
1.8 Metodología de la investigación.....	11
1.8.1 Unidad de análisis.....	11
1.8.2 Tipo, enfoque y nivel de investigación.....	12
1.8.3 Diseño de la investigación.....	12

1.8.4	Fuentes de información.....	12
1.8.5	Población y muestra	13
1.8.6	Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	13
Capítulo II. Marco teórico y conceptual.....		15
2.1	Marco teórico	15
2.1.1	Confort térmico.....	15
2.1.1.1	Parámetros de confort térmico.....	15
2.1.1.2	Modelos de confort térmico.....	15
2.1.1.3	Rangos de confort térmico.....	17
2.1.2	Calidad de aire interior	18
2.1.3	Zona respirable.....	19
2.1.4	Caudales de ventilación en edificios.....	20
2.1.5	Energía y potencia eléctrica.....	20
2.1.6	Características y eficiencia de un ventilador.....	21
2.1.7	Aire acondicionado.....	22
2.1.8	Unidad manejadora de aire.....	23
2.1.9	Ventilación controlada por demanda.....	23
2.1.10	Control de sistemas HVAC.....	24
2.2	Marco conceptual	27
Capítulo III. Desarrollo del trabajo de investigación		29
3.1	Descripción del proyecto y sistema HVAC.....	29
3.2	Secuencia de operaciones del sistema HVAC	31
3.3	Diseño preliminar de estrategias de control.....	32
3.4	Evaluación energética del modelo inicial M0	35
3.4.1	Creación de modelo arquitectónico.....	35
3.4.2	Configuración parámetros arquitectónicos y de uso.....	37
3.4.3	Creación del modelo del sistema HVAC.....	40
3.4.4	Configuración de parámetros eléctricos y de HVAC.....	42

3.4.5	Resultados de simulación energética del modelo inicial M0.....	46
3.5	Modelado de estrategias.....	46
3.5.1	Estrategia E1: Cambio de setpoint y setback.....	46
3.5.2	Estrategia E2: Uso de sensores de CO ₂	48
3.5.3	Estrategia E3: Ventiladores de torres de enfriamiento de velocidad variable.....	51
3.5.4	Estrategia E4: Bombas secundarias de agua helada de velocidad variable.....	53
3.6	Selección de sensores, controladores y actuadores.....	54
3.7	Consideraciones y resultados finales.....	56
Capítulo IV. Resultados, contrastación de hipótesis y discusión de resultados		60
4.1	Discusión de resultados.....	60
4.1.1	Análisis de consumo energético.....	60
4.1.2	Análisis de costos y retorno de inversión.....	61
4.1.3	Análisis de confort térmico.....	63
4.1.4	Selección final de estrategias de control.....	64
4.2	Contrastación de hipótesis.....	65
4.2.1	Contrastación de hipótesis general.....	65
4.2.2	Contrastación de hipótesis específica 1.....	65
4.2.3	Contrastación de hipótesis específica 2.....	66
4.2.4	Contrastación de hipótesis específica 3.....	66
Conclusiones.....		67
Recomendaciones.....		68
Referencias bibliográficas.....		69
Anexos.....		73

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1	EUI promedio en centros comerciales de USA. 7
Tabla 2	Operacionalización de variables.11
Tabla 3	Clasificación de espacios según CEN.....18
Tabla 4	Parámetros aprobados por organismos internacionales.19
Tabla 5	Lógicas de control para sistemas HVAC.....25
Tabla 6	Temperaturas promedio mensual de Lima y rangos de confort.....32
Tabla 7	Estrategias descartadas para el control de sistemas HVAC.33
Tabla 8	Estrategias finales a ser aplicadas para el control de sistemas HVAC.....34
Tabla 9	Comparación de resultados entre modelos M0 y M157
Tabla 10	Espacios y horas fuera del rango de confort térmico de los modelos M1, M3 y M4.....59
Tabla 11	Espacios y horas fuera del rango de confort térmico del modelo M2.59
Tabla 12	Resultados por usos finales de consumo energético de los modelos M1 a M4.60
Tabla 13	Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E2.....61
Tabla 14	Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E3.....61
Tabla 15	Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E4.....62
Tabla 16	Inversión, ahorro y retorno de inversión de cada estrategia.....62
Tabla 17	Número de horas y espacios fuera del rango de confort térmico durante ocupación.63
Tabla 18	Resultados importantes de cada análisis.....64

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1: Evolución de nuevos centros comerciales en el Perú.....	5
Figura 2: Consumo de energía en centros comerciales.....	5
Figura 3: Consumo de energía eléctrica por sistemas en centros comerciales.....	6
Figura 4: Relación entre los valores del PMV y el PPD.	16
Figura 5: Medición de la presión total.....	22
Figura 6: Esquema mecánico de una UMA.	23
Figura 7: Diagrama de un DCV con sensor de CO ₂	24
Figura 8: Vista renderizada de la envolvente del edificio (fachadas sur y este del proyecto).	36
Figura 9: Distribución y codificación de espacios del nivel -6.00.	36
Figura 10: Distribución y codificación de espacios del nivel +11.50.....	37
Figura 11: Configuración de materiales de muros, pisos y techos.....	38
Figura 12: Configuración de parámetros del área vidriada.	39
Figura 13: Configuración de parámetros de uso.....	40
Figura 14: Modelado completo del sistema HVAC del proyecto.	41
Figura 15: Parámetros generales y carga eléctrica del cuarto de bombas.....	43
Figura 16: Parámetros de iluminación interior de la circulación.	44
Figura 17: Parámetros generales de los chillers 1 y 2.	45
Figura 18: Parámetros generales del ventilador VP-2.1.	45
Figura 19: Consumo de energía total en kWh y horas de no cumplimiento de rangos térmicos de modelo inicial M0.	46
Figura 20: Diagrama de bloques de E2 aplicada a la UMA y fan-coil.	47
Figura 21: Diagrama de bloques E2 aplicada al equipo tipo split decorativo.	47
Figura 22: Asignación del setpoint y setback.....	48
Figura 23: Diagrama de bloques de E3 aplicada a la UMA.....	50

Figura 24:	Configuración de VCD para la zona del proyecto.	50
Figura 25:	Configuración de VCD para la UMA.	51
Figura 26:	Configuración de VCD para el ambiente objetivo.	51
Figura 27:	Diagrama de bloques de E4 aplicada a las torres de enfriamiento.	52
Figura 28:	Configuración de la torre de enfriamiento con variadores de frecuencia.....	53
Figura 29:	Diagrama de bloques de E5 aplicada a la bomba secundaria.	54
Figura 30:	Configuración de la bomba secundaria con variadores de frecuencia.	54
Figura 31:	Consumo de energía total en kWh y horas de no cumplimiento de rangos térmicos del modelo base M1.....	56
Figura 32:	Resultados de consumo energético de los modelos M1 a M4.	58

Introducción

En los últimos 50 años, la instalación de sistemas HVAC edificios se popularizó y obtuvo mejoras técnicas dentro del mercado de la construcción por dos razones primordiales: la electrificación y el desarrollo tecnológico (Mckoy et al., 2023).

La primera tuvo como premisa el descubrimiento y posterior desarrollo de las centrales generadoras de energía eléctrica en el mundo y, como consecuencia, el uso de dicho tipo de energía en los sistemas, entre ellos el HVAC. Así mismo, el incremento del alcance de las redes eléctricas de distribución trajo consigo la extensión del uso de tales sistemas y equipos en lugares donde era vital su aplicación (Morton, 2002).

La segunda presentó como base el aumento de la eficiencia de los equipos HVAC con el paso del tiempo debido al uso de mejores refrigerantes, y a la mejora del aislamiento en tuberías y ductos para evitar pérdidas de cargas térmicas (Mckoy et al., 2023).

Además, lo antes mencionado surgió por la búsqueda de reducir el costo energético asociado al uso de tales sistemas, debido a su contraparte relacionada con el aumento de los costos de los combustibles fósiles, que son la principal fuente de generación energética a nivel mundial (Tumala et al., 2023).

En efecto, el costo operativo se redujo por tales mejoras, que sumadas a la constante reducción del costo inicial de inversión de los equipos HVAC (motivado por diversos factores entre ellos mejoras productivas, materiales más económicos y el mismo mercado versátil en crecimiento), generó un contexto favorable hacia su implementación (Bhagwat et al., 2015).

Esta popularidad motivó la creación de normativas para regular el diseño y la implementación de sistemas HVAC. En particular, la organización norteamericana ASHRAE ha desarrollado una serie completa de estándares generales (no solo de sistemas HVAC, si no eléctricos en general, bajo una perspectiva funcional y energéticamente eficiente) que responden a la problemática norteamericana con algunos incisos que

sugieren su adaptación a diferentes países con otras realidades climáticas, sociales y económicas (ASHRAE, 2024).

De acuerdo con múltiples investigaciones, particularmente, la implementación de las directivas del estándar 90.1 de ASHRAE trae consigo una mejora de las condiciones de confort y, a su vez, reduce el consumo energético promedio de los sistemas HVAC en diversos tipos de proyectos entre un 5 al 20% respecto a un diseño basado en su versión antecesora. Mientras que solo en el rubro de centros comerciales, se alcanzan ahorros de hasta 37.4% (Liu et al., 2018).

En tal sentido, el objetivo del presente trabajo de investigación esta direccionado a reducir el consumo energético de sistemas HVAC en centros comerciales a través del diseño de estrategias de control basadas en dicho estándar aprobado internacionalmente.

En efecto, tres estrategias de control; que consisten en el control de la temperatura de *setpoint* y *setback* mediante el ajuste de ingreso de caudal de agua helada a las UMAs o de refrigerante a los splits decorativos, el control de la concentración de CO₂ en el ambiente objetivo a través de la regulación del caudal de aire entregado por las UMAs, y el control de la presión requerida en la tubería de agua helada considerando el ajuste del caudal de agua helada de las bombas secundarias; fueron consideradas en la implementación del proyecto. El análisis desarrollado para su selección y diseño se explican a detalle en el presente trabajo de investigación.

Capítulo I. Generalidades

1.1 Antecedentes de la investigación

En relación al presente trabajo realizado, se describen a continuación algunos antecedentes de investigación desarrollados en los ámbitos internacionales y nacionales.

1.1.1 Investigaciones internacionales

Ávila (2017), en su trabajo de investigación titulado “Diseño de estrategias de control para HVAC con sistemas de inyección basados en volumen de aire variable (VAV)”, estudió la operación de los equipos y la implementación de diversas estrategias de control para el sistema HVAC basado en el manejo adecuado de los flujos de aire en equipos VAV para lograr una operación energéticamente óptima sin dejar de lado el confort térmico al interior de un hospital de baja complejidad tipo C. Entre las estrategias planteadas se presenta la implementación de un sistema de VAV con dampers controlados por demanda registrada por sensores de temperatura y humedad. Este sistema de control y las condiciones de confort requeridas en este edificio fueron planteadas de acuerdo a lo requerido por los estándares 90.1-2010 y 62.1-2010 de ASHRAE, respectivamente. La implementación de estas estrategias de control alcanzó una reducción de energía de un 9.96% en verano y un 54.17% en invierno. Como resultado, la investigación proporcionó lineamientos técnicos a detalle, herramientas de simulación y pruebas, y guías de diseño de un sistema de control para un sistema HVAC.

Curto et al. (2019), en su trabajo de investigación titulado “*Investigating energy saving potential in a big shopping center through ventilation control*”, analizaron medidas de ahorro de energía para los sistemas de ventilación de centros comerciales. Se propuso la instalación de intercambiadores de calor para reducir la demanda de enfriamiento o climatización sin modificar el sistema de ventilación inicial. Además, se analizó el uso de sensores de calidad de aire inteligentes como sensores de CO₂, temperatura y otras variables, y su impacto en la demanda de ventilación. En ambos casos, se obtuvieron

grandes ahorros potenciales de energía, y se demostró que este ahorro se incrementa si se implementan en conjunto estas dos medidas.

Daly (2015), en su trabajo de investigación titulado *“Improving energy efficiency in lower quality commercial buildings: Simulation, retrofit optimisation and uncertainty”*, propuso una metodología de análisis de dos etapas: en primera instancia, la ejecución de un análisis preliminar basado en simulaciones energéticas y, posteriormente, un segundo análisis basado en mediciones de consumo de energía para varios edificios comerciales australianos. Ambas etapas tuvieron el objetivo de lograr una mejor descripción de la operatividad de los sistemas HVAC en este tipo de edificios para que, a continuación, se recomienden estrategias de mejora de eficiencia energéticas con una previsión más certera de cómo afectaría su implementación en la realidad sobre proyectos futuros. El resultado de esta investigación fue la el cálculo de una brecha de optimización del 7.9% en el consumo energético de los sistemas HVAC en edificios comerciales al comparar el escenario sin un análisis preliminar contra el escenario con dicho análisis y la incorporación de mejoras de acuerdo a los resultados del mismo. El aporte de este trabajo se centró en los lineamientos para la correcta ejecución de este análisis preliminar basado en simulaciones que resulta ser muy confiable para ser aplicado en procesos de diseño de edificios comerciales.

Petersen (2020), en su trabajo de investigación titulado *“Energy-efficient control of shopping center HVAC”*, diseñó un sistema de control para los sistemas HVAC de centros comerciales en Dinamarca incorporando un sistema de administración del edificio (BMS), y el manejo de variables térmicas y de ocupación provista por sensores. Para este diseño, se consideraron condiciones propias de los centros comerciales, como su ocupación, usos y tipos de espacios interiores, y las características técnicas de los sistemas centralizados de HVAC predominantes en dicho país. La integración del BMS con las señales se dio por medio de un algoritmo basado en control predictivo el cual se basa en mediciones reales previas para saber cuáles serán las configuraciones óptimas de temperatura y humedad operativas manteniendo el confort térmico y reduciendo el consumo energético del sistema.

Esta investigación aportó sobre el procedimiento de calibración de señales para lograr este control y muestra como el uso de un BMS resulta relevante.

Lu et al. (2022), en su trabajo de investigación titulado *“Advances in research and applications of CO₂-based demand-controlled ventilation in commercial buildings: A critical review of control strategies and performance evaluation”*, analizaron diferentes métodos de ventilación controlada por demanda basados en mediciones de CO₂ aplicados a edificios comerciales. Este análisis brindó resultados respecto al porcentaje de incidencia de cada método en el ahorro de energía logrado, además, indicó los beneficios y perjuicios de cada método. Por otro lado, se describieron las mejores alternativas de sensores de CO₂, sensores de flujo de aire exterior y controles de las terminales. En resumen, esta investigación proporcionó el método más óptimo de ventilación controlada por demanda para ser aplicado en este tipo de sistemas y proyectos.

1.1.2 Investigaciones nacionales

Mogollón-Vilca (2016), en su trabajo de investigación titulado *“Modelación y control avanzado de un sistema de aire acondicionado para ahorro de consumo energético”*, modeló matemáticamente la dinámica de un sistema HVAC y se obtuvo el modelo linealizado del mismo. Este proceso incluyó la descripción completa de como las variables de entrada y salida interactúan sobre el sistema de aire acondicionado. A dicho modelo, se le aplicó un método de control multivariable desacoplado sobre la temperatura y la humedad relativa de un espacio cerrado objetivo. El objetivo del estudio fue lograr un correcto control de las variables temperatura y humedad con la finalidad de mantener el nivel de confort térmico adecuado y ahorro energético por la operación de este sistema. Esta investigación aporta una explicación detallada de como la temperatura varía de acuerdo al cambio de la humedad relativa y cuáles son los rangos de estas variables para tener un control más estable con un consumo de energía final óptimo.

Figuroa (2020), en su trabajo de investigación titulado *“Diseño del sistema de aire acondicionado automatizado para un edificio corporativo”*, realizó tanto el diseño del sistema de aire acondicionado como de su sistema de control para un edificio en Lima.

Este último consta de la selección de sensores, actuadores y controladores para tal sistema planteado. Para tal fin, como punto de partida, se consignaron parámetros del edificio como materialidad de la envolvente, condiciones de uso y tipología de espacios, así mismo como la aplicación de reglamentos locales. Posteriormente, se seleccionaron los equipos HVAC idóneos, así mismo de los sensores básicos que los regulen. Finalmente, se definió el sistema de control automático para cada tipo de equipo de modo que la operación de estos sea precisa y evite el desperdicio de energía. El aporte de esta investigación fue el proceso de diseño de los dispositivos de automatización, las normativas consideradas, y las variables de interés (humedad, temperatura, presión, velocidad, calidad del aire) que se utilizaron como referencia de control.

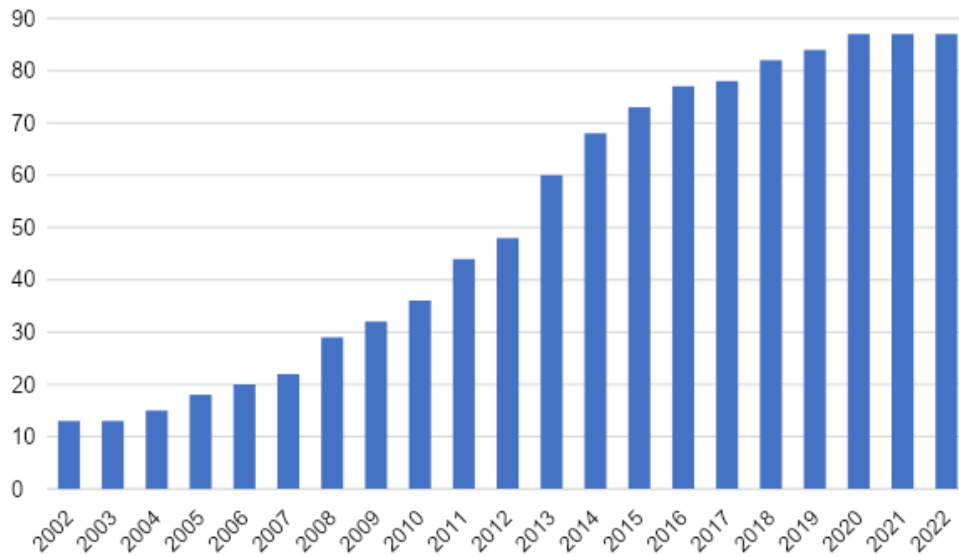
Choque y Encalada (2020), en su trabajo de investigación “Diseño de un sistema de control y supervisión para unidades de tratamiento de aire en sistemas de climatización aplicando control difuso”, plantearon un sistema de control para unidades de tratamiento de aire acondicionado de acuerdo con los lineamientos de los estándares 62.1, 90.1 y 55 de ASHRAE. Este sistema de control, además permitió monitorear parámetros operativos del equipo a fin de apoyar el proceso de mantenimiento, mantener una operación correcta en todo instante de tiempo y bajo cualquier contexto, así como reducir el consumo de energía. El aporte de los autores en la investigación fue en cuanto a la aplicación del control de un equipo complejo como es la unidad de tratamiento de aire y del reconocimiento de los parámetros que intervienen en su funcionamiento.

1.2 Identificación y descripción del problema de investigación

Desde principios del siglo XXI, el Perú ha experimentado un crecimiento acelerado en la construcción de centros comerciales, los cuales se incrementaron, de 13 edificaciones en el año 2002, a 87 en el año 2022 (Asociación de Centros Comerciales y de Entretenimiento del Perú [ACCEP], 2022). La Figura 1 muestra dicha evolución anual.

Figura 1

Evolución de nuevos centros comerciales en el Perú.

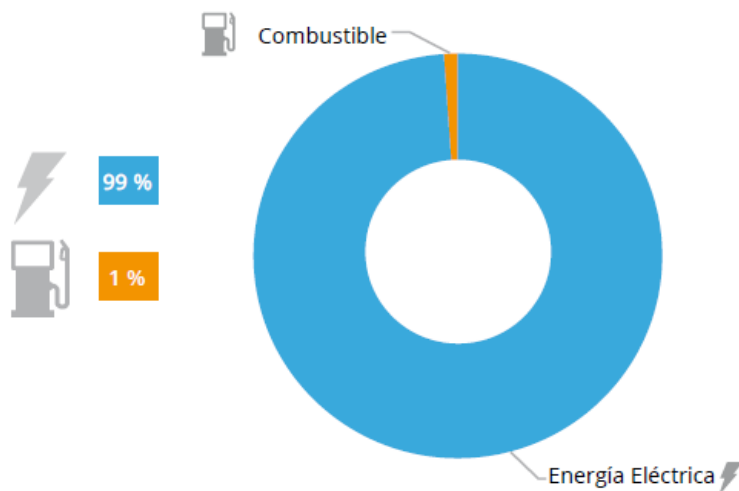


Nota: Elaboración propia a partir de datos tomados de ACEEP (2022).

La operación de tales centros comerciales y de sus sistemas internos requiere de diversas fuentes energéticas según las especificaciones de sus equipamientos. De acuerdo con el Ministerio de Energía y Minas (MINEM, 2023), la principal fuente energética utilizada en dichos proyectos es la eléctrica tal como muestra la Figura 2.

Figura 2

Consumo de energía en centros comerciales.

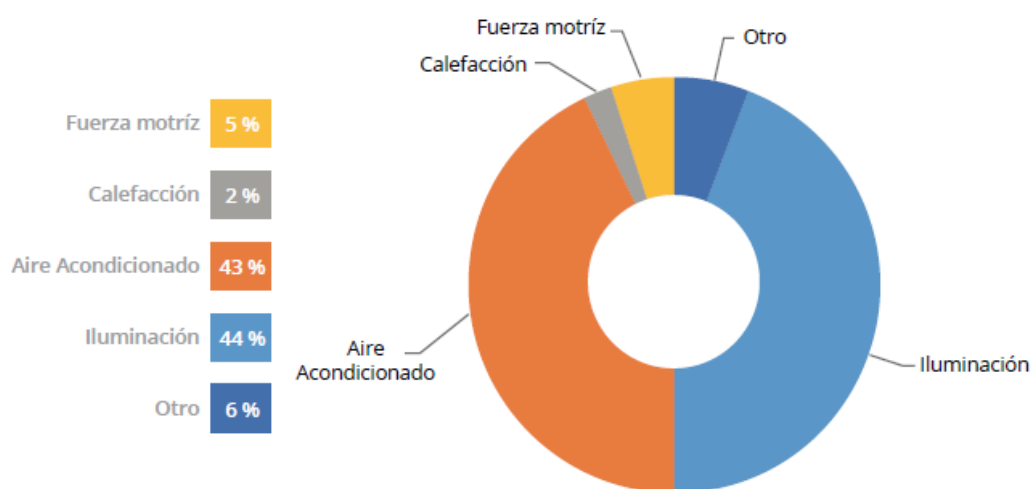


Nota: Tomado de MINEM (2023).

Dentro de los sistemas o equipo de los centros comerciales que utilizan dicha energía eléctrica se encuentran los relacionados con la iluminación, refrigeración, ventilación, aire acondicionado, etc. (MINEM, 2023). En la Figura 3, se muestra que, de todos estos sistemas, tanto el de iluminación (44%) como el de aire acondicionado (43%) representan los porcentajes más elevados de consumo de energía eléctrica.

Figura 3

Consumo de energía eléctrica por sistemas en centros comerciales.



Nota: Tomado de MINEM (2023).

Por otro lado, existe un indicador de rendimiento de edificios denominado Intensidad de Uso de Energía (EUI) el cual se define como el consumo de energía en kWh por unidad de área en m² en un año de operación. De acuerdo al programa americano de la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA, 2024), llamado Energy Star, un bajo EUI (comparado con una línea base de rendimiento energético previamente determinada) significa que el edificio presenta un rendimiento energético adecuado. Así mismo, la plataforma Portfolio Manager recopila una basta cantidad de información respecto a rendimientos energéticos de diversos tipos de edificios localizados en los Estados Unidos de América (USA), entre ellos, los datos del EUI promedio. En la Tabla 1 se muestra una sección de este documento que indica el EUI promedio de los centros comerciales en USA. Este valor es de 65.7 kBtu/ft² que equivalente a 207.2 kWh/m².

Tabla 1*EUI promedio en centros comerciales de USA.*

Categoría general	Función primaria	Detalle adicional (donde se necesite)	EUI sitio (kBtu/ft²)	Fuentes de datos de referencia
	Concesionario de automóviles		55.0	CBECS – que no sea centro comercial
	Tienda de conveniencia	Con gasolinera	213.4	CBECS – Estado alimentario
		Sin gasolinera		
Comercio minorista		Cerrado	65.7	CBECS – Centro comercial cerrado
	Centro comercial	Centro de estilo de vida	103.5	CBECS – Centro comercial al aire libre
		Tiendas al aire libre		
		Otros	101.6	CBECS - Centro comercial cerrado y al aire libre

Nota: Tomado de EPA (2024).

En el Perú, según el Informe de Resultados de Consumo y Usos de la Electricidad (De la Cruz et al., 2021) proporcionado por el Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN), para centros comerciales, este indicador EUI es de 250 kWh/m². En consecuencia, existe una diferencia de 42.8 kWh/m² entre el EUI promedio de los edificios comerciales en USA y el EUI promedio de los centros comerciales en el Perú, que representa una oportunidad de reducción del 17% en el consumo de energía.

Esta brecha se explica en parte porque en el Perú, el diseño de los sistemas de ventilación y aire acondicionado se basa en las normas locales como la EM030 “Instalaciones de ventilación” y EM050 “Instalaciones de climatización” que forman parte del Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) desarrollada por el Ministerio de Vivienda Construcción y Saneamiento (MVCS). Precisamente, estas normativas están dirigidas al diseño funcional del sistema HVAC, sin tomar en cuenta, la selección y operación con un objetivo de reducción energética de tales equipos (MVCS, 2021)

Mientras que en USA, según lo reportado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE, 2024), el diseño de los mismos sistemas en centros comerciales se basa en los diferentes estándares de ASHRAE, en particular el estándar 90.1. Este estándar presenta condiciones de eficiencia energética en sus diversas secciones, a diferencia de los reglamentos locales, referidas a la selección de equipos mecánicos con altos valores de eficiencia de enfriamiento o calefacción, al diseño de un método de control preciso para la operación de los sistemas según el contexto de instalación, entre otros (ASHRAE, 2024).

1.3 Formulación del problema

1.3.1 Problema general

¿Qué factores conllevan a un elevado consumo de energético en los sistemas de aire acondicionado y ventilación de centros comerciales?

1.3.2 Problemas específicos

- ¿Qué estrategia de control basada en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE genera el mayor ahorro energético en sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales?
- ¿Cuál es el tiempo de retorno de inversión de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales?
- ¿De qué manera influyen las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales en el confort térmico interior del mismo?

1.4 Justificación e importancia

Con el paso de los años, los sistemas HVAC de edificios comerciales van incrementando su consumo de energía eléctrica lo que resulta a su vez en un aumento de su cantidad de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) a nivel mundial (Dong et al., 2021). En tal sentido, la búsqueda de alcanzar la eficiencia energética de este

sistema no solo trae consigo reducción de costos operativos que se traducen en beneficios para el propietario, también aporta en la mejora de la calidad del aire.

Además, desde que el Perú está comprometido con la Agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) desarrollados por la Organización de las Naciones Unidas (ONU) tiene un objetivo nacional de cumplimiento con las 17 estrategias planteadas. Dentro de estos objetivos, el séptimo y décimo tercer ODS plantean alcanzar la eficiencia energética y reducir las emisiones de GEI (Naciones Unidas, 2018). Es así que el aumento de equipos del sistema HVAC y uso indiscriminado de los mismos, tiene un claro impacto en el cumplimiento de estas metas.

En efecto, se vienen realizando esfuerzos importantes en este contexto, una de ellas, elementos de cálculo de emisiones de gases GEI a la atmósfera en el contexto peruano. De acuerdo con los cálculos desarrollados por el Ministerio de Energía y Minas (MINEM) y la metodología de cálculo aplicada por el Ministerio de Economía y Finanzas (MEF), el efecto de no consumir 1 kWh de energía eléctrica proveniente de la red eléctrica nacional es la no emisión de 0.4521 kg de CO₂ equivalente (MEF, 2021).

Por lo tanto, resulta importante diseñar estrategias de control basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para reducir el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar estrategias de control para reducir el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.

1.5.2 Objetivos específicos

- Determinar la estrategia de control basada en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE que genera el mayor ahorro energético en sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.

- Calcular el tiempo de retorno de inversión de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.
- Determinar la manera en que influyen las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales en el confort térmico interior del mismo.

1.6 Hipótesis

1.6.1 Hipótesis general

Un adecuado diseño de estrategias de control reduce el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales, cumpliendo con las condiciones de confort térmico adaptativo según el estándar 55-2010 de ASHRAE.

1.6.2 Hipótesis específicas

- Es posible reducir el consumo de energía del modelo base del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales aplicando la estrategia de control de ventilación controlada por demanda (DCV).
- Se proyecta un tiempo de retorno de inversión para las implementaciones de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica inferior a los 10 años.
- La aplicación de estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales influyen positivamente en alcanzar el confort térmico al interior del mismo.

1.7 Variables y operacionalización de variables

1.7.1 Variables

- Variable independiente (VI): Diseño de estrategias de control.
- Variable dependiente (VD): Consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.

1.7.2 Operacionalización de variables

En la Tabla 2 se muestra la operacionalización de variables del presente trabajo de investigación.

Tabla 2

Operacionalización de variables.

Variables	Indicadores
Variable independiente: Diseño de estrategias de control	<ul style="list-style-type: none">• <i>Setpoints</i> (°C) de temperatura de los ambientes• Concentraciones (ppm) de dióxido de carbono (CO₂) de los ambientes• Temperatura (°C) de agua de condensación• Presión diferencial (Pa) en tubería de agua helada
Variable dependiente: Consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales	<ul style="list-style-type: none">• Consumos de energía eléctrica (kWh) de los sistemas.

Nota: Elaboración propia.

1.8 Metodología de la investigación

1.8.1 Unidad de análisis

La presente investigación tiene como unidad de análisis el sistema HVAC centralizado, con elementos eléctricos y de infraestructura asociados, del Centro Comercial Mallplaza Comas ubicado en el distrito de Comas, provincia de Lima, departamento de Lima, Perú.

Este centro comercial presenta un área construida de 168,984.28 m² y está formado por tres tiendas anclas, un cine, tiendas comerciales de diversos rubros, áreas comunes, áreas administrativas, áreas de estacionamiento y una torre hospitalaria. A excepción de las áreas comunes; los espacios comerciales, como las tiendas, y la torre hospitalaria; no han sido implementados debido a que estos forman parte de los trabajos que deberá realizar el futuro locatario de cada espacio.

El sistema HVAC se constituye principalmente por una planta centralizada generadora de agua helada conformada por tres chillers enfriados por agua y dos torres de

enfriamiento. Además, existe un sistema de bombeo conformado por 5 bombas primarias de agua helada, 5 secundarias y 5 bombas de condensación. Esta planta se conecta con 6 unidades manejadoras de aire (UMA), que generarán el aire acondicionado y la ventilación requerida por el proyecto, y también servirá para proporcionar agua helada a todos los circuitos de enfriamiento que se instalarán en cada tienda por cada futuro locatario. También se consideran parte de la unidad de análisis a los equipos de presurización de escaleras, de extracción de aire viciado y de monóxido de carbono de estacionamientos, junto a jet fans. Además de 15 fan coils ubicados en áreas administrativas y 2 unidades de expansión directa.

1.8.2 Tipo, enfoque y nivel de investigación

La presente investigación presenta un enfoque aplicado debido a que la variable independiente se desarrolló basándose en los lineamientos expuestos en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE y su contextualización con la problemática de esta investigación.

El alcance de la presente investigación es de tipo correlacional, ya que analizó la relación existente entre los diversos escenarios que presenten los indicadores de la variable independiente al implementarse estrategias de control con el consumo energético final del sistema de HVAC.

1.8.3 Diseño de la investigación

El diseño de esta investigación es del tipo no experimental y transversal debido a que se diseñaron estrategias de control de acuerdo a los datos obtenidos de documentos técnicos en un único momento, posteriormente se realizó una simulación computacional del proyecto con dichas estrategias para corroborar la hipótesis de esta investigación.

1.8.4 Fuentes de información

Las fuentes consideradas fueron documentos técnicos de diseño del edificio y un documento técnico (datos operativos) obtenido mediante entrevista técnica al representante del propietario y al jefe de operaciones del centro comercial. Además, se consideraron archivos con data climática provista por los Centros Nacionales de Información Medioambiental de EE.UU. Por último, la información sobre las propiedades

térmicas de los diferentes elementos constructivos del edificio, en particular las transmitancias térmicas, se obtuvo tanto de documentos técnicos arquitectónicos del propio diseño como de la Norma EM.110 “Confort térmico y lumínico con eficiencia energética”

1.8.5 Población y muestra

El presente trabajo de investigación tuvo como población a los sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales de Lima Metropolitana.

Mientras que la muestra analizada consideró a los equipos de aire acondicionado y ventilación mecánica del centro comercial MallPlaza Comas, entre los que se encuentran chillers, torres de enfriamiento, bombas, equipos de expansión directa, unidades manejadoras de aire, inyectores y extractores de aire, etc.

1.8.6 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Se recopilaron los últimos planos, memorias descriptivas y de cálculo, documentos de especificaciones técnicas y fichas técnicas que describen como se había concebido el proyecto durante la etapa de diseño, particularmente el proyecto del sistema HVAC.

Se realizó una entrevista al representante del propietario y al jefe de operaciones del centro comercial con la finalidad de conocer la secuencia de operaciones del sistema HVAC que fue implementada. Esta secuencia de operaciones representa los modos de operación del sistema HVAC y las configuraciones de sus componentes.

1.8.7 Análisis y procesamiento de datos

Se interpretaron los planos y demás documentos técnicos del diseño del proyecto para desarrollar el modelo computacional, y asignarle los parámetros técnicos reales. También se utilizó la tabla de secuencia de operaciones para configurar el perfil operativo del modelo. Para tal fin, se emplearon los softwares AutoCAD de Autodesk y Microsoft Word.

Se analizaron los resultados obtenidos de las simulaciones energéticas. Se compararon los resultados de cada simulación para definir que estrategias de control tendrán mayor impacto en el consumo energético durante la operación real del proyecto, bajo la premisa de mantener el confort interior. Con este análisis se seleccionaron las

mejores estrategias de control. El modelado se ejecutó en el entorno gráfico Design Builder que utiliza el motor de cálculo EnergyPlus.

A continuación, se hizo la selección de los sensores, controlares y actuadores que forman parte de cada uno de los sistemas de control planteados. Estos elementos fueron seleccionados con la premisa de compatibilidad con los equipos ya diseñados del sistema HVAC. También se elaboraron diagramas de bloques de cada sistema de control mediante el software en línea draw.io.

Finalmente, se elaboró un cuadro numerado de las estrategias de control, con los porcentajes de aporte de cada uno de ellos sobre la reducción del consumo de energía final del sistema HVAC y los tiempos de retorno de la inversión, y el análisis de confort térmico en cada escenario.

A partir de todo lo definido anteriormente, se ha generado la matriz de consistencia del presente trabajo de investigación. Dicha matriz se muestra en el Anexo A.

Capítulo II. Marco teórico y conceptual

2.1 Marco teórico

2.1.1 Confort térmico

ASHRAE (2023), en su estándar ANSI/ASHRAE 55-2023: *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, define al confort térmico como “el estado mental de una persona que representa su satisfacción térmica con el medio ambiente que lo rodea”. Así mismo indica que al ser subjetivo, no es posible particularizar un nivel de confort para cada individuo que forme parte de un grupo de análisis, más bien, las condiciones de confort las definirá el mismo grupo en base a lo que perciba como adecuado la mayoría.

2.1.1.1 Parámetros de confort térmico.

Fanger (1970), en su libro “*Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*”, indica que, de acuerdo a múltiples estudios de laboratorio, existen muchos parámetros que influyen el confort térmico de un individuo dentro de un recinto. De todos estos, los más importantes se clasifican en dos grupos: parámetros ambientales (aquellos atribuidos al entorno del individuo) como temperatura del aire y temperatura radiante media del recinto, velocidad del aire y humedad relativa al exterior del recinto; y personales (aquellos relacionados directamente a las características de individuo) como el índice metabólico (expresada en *met* que equivale a 58.2 W/m^2) y el aislamiento de la vestimenta del individuo (expresada en *clo* que equivale a $0.155 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ o $6.45 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)

2.1.1.2 Modelos de confort térmico.

Existen dos vertientes principales en relación al impacto de cada parámetro para alcanzar el confort térmico (Efeoma & Uduku, 2014).

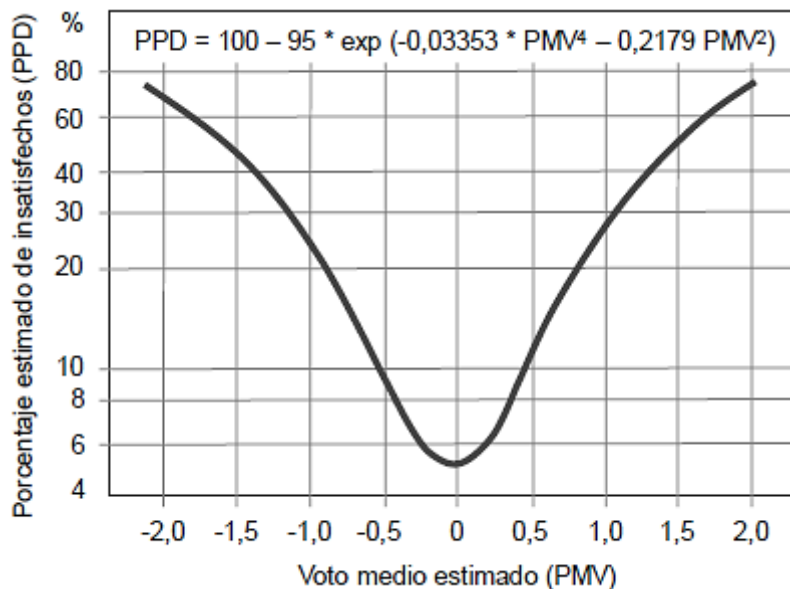
El primero está relacionado con los modelos estáticos de confort térmico, los cuales se basan en el *Predicted Mean Vote* (PMV) y el *Predicted Percentage of Dissatisfied* (PPD) que fueron formulados por Fanger (1970), quien a su vez desarrolló el primer modelo estático completo a partir de resultados experimentales.

En efecto, el PMV lo definió como el promedio de los valores de los votos de cada uno de los individuos encuestados en el recinto de estudio. Estos votos individuales pueden ser los siguientes: -3 (helado), -2 (frio), -1 (ligeramente frio), 0 (neutro), +1 (ligeramente cálido), +2 (cálido), +3 (caliente). Así mismo, el PPD fue definido como el porcentaje de individuos que emiten voto referido a insatisfacción térmica, es decir, entre -3, -2, +2, +3.

Los resultados de múltiples estudios experimentales elaborados por Fanger (1970) dieron como resultado que $PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2)$. Esta última relación matemática resulta en la siguiente gráfica parabólica como en la Figura 4.

Figura 4

Relación entre los valores del PMV y el PPD.



Nota: Tomado de Fanger (1970).

En la Figura 4, se observa el escenario que cuando el PMV está entre -0.5 y +0.5, el PPD es inferior al 10%, lo que define un ambiente neutro o con baja insatisfacción térmica según Fanger. Así mismo, cuando el PMV es cercano o mayor a +3, el PPD es cercano al 100%. Similar sucede con el rango opuesto.

Por otro lado, la segunda vertiente está relacionada con los modelos adaptativos de confort térmico. El primer modelo fue formulado por Humphreys (1976) el cual está representado por una ecuación lineal $T_c = a \cdot T_0 + b$ donde T_c es la temperatura interior de

confort y T_0 es la temperatura exterior media mensual. Los coeficientes a y b varían según los autores de las investigaciones. Dichas investigaciones se condensan en diversos estándares internacionales, entre los más relevantes están los de ASHRAE y *European Committee for Standardization* (CEN).

El estándar 55 de ASHRAE (2023) muestra la expresión $T_C = 0.31 T_0 + 17.8$, mientras que el estándar EN 16798-1 de CEN (2020) considera la ecuación $T_C = 0.33 T_{rm} + 18.8$ donde T_{rm} se calcula como un promedio ponderado con pesos exponenciales de las temperaturas medias de siete días previos al día considerado.

En general, los modelos estáticos se aplican en espacios con condiciones térmicas controladas como oficinas o laboratorios, mientras que los adaptativos se adaptan mejor a espacios con condiciones térmicas variables como viviendas con ventilación natural o espacios con usos variables (Yao et al., 2022).

2.1.1.3 Rangos de confort térmico.

Precisamente, son las normativas internacionales en donde se definen los rangos aceptables de confort térmico a partir de los modelos formulados.

En primer lugar, ASHRAE (2023) define dos zonas de confort según dos criterios: 80% y 90% de aceptabilidad. Estos representan a los rangos de confort donde el 80% y 90%, respectivamente, de las personas estarán en confort térmico con el recinto donde se encuentran. Matemáticamente, estas regiones se representan por las bandas entre las ecuaciones: para el 80% entre $T_C = 0.31 T_0 + 21.3$ y $T_C = 0.31 T_0 + 14.3$, para el 90% entre $T_C = 0.31 T_0 + 20.3$ y $T_C = 0.31 T_0 + 15.3$.

Además, CEN (2020) considera 4 zonas de confort. Estas zonas y sus características se representan en la Tabla 3.

Tabla 3*Clasificación de espacios según CEN.*

Categoría	Descripción	Modelo estático	Modelo adaptativo
I	Nivel de calidad alto	-0.2<PMV<+0.2 y	$T_C = 0.33 T_{rm} + 20.8$
		PPD≤6%	$T_C = 0.33 T_{rm} + 15.8$
II	Nivel correcto para edificios nuevos o renovaciones	-0.5<PMV<+0.5 y	$T_C = 0.33 T_{rm} + 21.8$
		PPD≤10%	$T_C = 0.33 T_{rm} + 14.8$
III	Nivel correcto para edificios existentes	-0.7<PMV<+0.7 y	$T_C = 0.33 T_{rm} + 22.8$
		PPD≤15%	$T_C = 0.33 T_{rm} + 13.8$

Nota: Adaptación propia de CEN (2020).

Esta clasificación según CEN considera también el modelo estático con los rangos permisibles para el PMV y PPD.

Por último, la *International Organization for Standardization* (ISO, 2005) en su estándar ISO 7730 considera solo al modelo estático bajo el cual clasifica las zonas en tres escenarios de mayor a menor sensación de confort térmico. Estos siguen las mismas restricciones mostradas en la clasificación del CEN.

De estas tres normativas, el de ASHRAE es el más popular y ampliamente usado en análisis de confort térmico adaptativo, mientras que el ISO tiene mejor rendimiento en análisis estáticos (Singh et al., 2015).

2.1.2 Calidad de aire interior

TSI Incorporated (2023), en su artículo "*Indoor Air Quality Handbook*", considera que un espacio tiene una buena calidad de aire interior cuando el aire respirable no supera cierta concentración de diversos contaminantes y no se está fuera de ciertos rangos de parámetros climatológicos. Entre estos se encuentran la temperatura, la humedad relativa, el caudal del aire fresco, la concentración de CO₂, la concentración de partículas ultrafinas (como el material particulado PM_{2.5} o PM₁₀) y la concentración de CO. Cada uno de estos ha sido ampliamente estudiado y año tras año presenta una constante evolución en cuanto al descubrimiento de nuevas afecciones a la salud y al confort humano. En la Tabla 4 se

muestran los valores permitidos para cada uno de los parámetros presentados según normas internacionales.

Tabla 4

Parámetros aprobados por organismos internacionales.

Parámetro	Límite / Rango		Referencia	Instrumento de medición
Temperatura	Verano 24 a 27°F Invierno 20 a 24°C		Estándar 55-2017 de ASHRAE ISO 7730	Termómetro por infrarrojos
Humedad relativa	30% a 60%		Estándar 55-2017 de ASHRAE ISO 7730	Medidor de calidad de aire interior
Ventilación (aire fresco)	Depende del tipo de espacio y actividad		Estándar 62.1-2017 de ASHRAE	Medidor de calidad de aire interior
Ventilación (CO ₂)	No más de 700 ppm sobre la concentración del aire exterior		Estándar 62.1-2010 de ASHRAE	Sensor por infrarrojos de dióxido de carbono
Partículas ultrafinas < 1.0 micrón	No aplica		No aplica	Contador de partículas ultrafinas
Monóxido de carbono	Periodo de 8 h	Periodo de 1 h	OSHA	Sensor electroquímico de monóxido de carbono
	50 ppm	---	NIOSH	
	35 ppm	---	EPA	
	9 ppm	35 ppm	ASHRAE	
	9 ppm (pico)	---	ACGIH	
	25 ppm	---	OMS	
9 ppm	26 ppm			

Nota: Tomado de TSI (2023).

2.1.3 Zona respirable

ASHRAE (2022), en su estándar 62.1-2022: *Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality*, define como la zona respirable a la región dentro de un espacio ocupado entre los planos de alturas 75 y 1800 mm sobre el nivel del piso y más allá de 600 mm de las paredes o sistemas de aire acondicionado fijos. Este espacio es definido porque en aspectos prácticos contiene a todo el aire que una persona respira al estar dentro de un espacio cerrado. En consecuencia, el diseño de cualquier sistema HVAC deberá considerar a esta zona como el objetivo para colocar la salida de aire de los equipos.

2.1.4 Caudales de ventilación en edificios

ASHRAE (2022), en su estándar 62.1-2022: *Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality*, muestra una fórmula matemática que sirve para calcular el valor mínimo del caudal (V_{bz}) de aire fresco requerido por la zona respirable de cada espacio ocupable interior de un edificio. Esta fórmula considera la composición del cálculo de dos caudales independientes que se determinan considerando diferentes escenarios:

El primero de estos caudales está destinado a satisfacer las condiciones de una ventilación efectiva que requiere un grupo de personas que ocupan un determinado espacio. Este caudal se calcula como $R_p \times P_z$, donde R_p es el factor de personas (en *cfm/persona*) y P_z es el número máximo de ocupantes o aforo del espacio.

El segundo se destina a la necesidad de ventilación de un determinado espacio y de los elementos que lo componen como equipos, muebles, aparatos eléctricos, etc. Este se calcula como $R_a \times A_z$, donde R_a es el factor de área (en *cfm/ft²*) y A_z es el área total del espacio (en *ft²*).

Tanto R_p como R_a se determinan únicamente a partir del tipo de espacio y se encuentra definido en la tabla 6-1 de la sección 6 del estándar 62.1 de ASHRAE.

Finalmente, el caudal total (en *cfm*) necesario para lograr una correcta ventilación de un espacio específico es $V_{bz} = R_p \times P_z + R_a \times A_z$.

2.1.5 Energía y potencia eléctrica

Floyd (2007), en su libro *“Principles of electric circuits”*, define a la energía (E, en kWh) como “la capacidad de un elemento o sistema de realizar un trabajo” y a la potencia (P, en W) como “la razón de cambio a la cual se utiliza la energía”. En tal sentido, estas variables se relacionan como $P=E/t$, donde t representa el periodo de tiempo (en s) en donde se manifiesta tal energía.

En sistemas eléctricos, la potencia es un valor variable que dependerá de la corriente o el voltaje que se suministre. No obstante, se asume un valor estático de

referencia denominado potencia nominal. La energía se incrementará conforme al tiempo que este sistema esté en funcionamiento.

2.1.6 Características y eficiencia de un ventilador

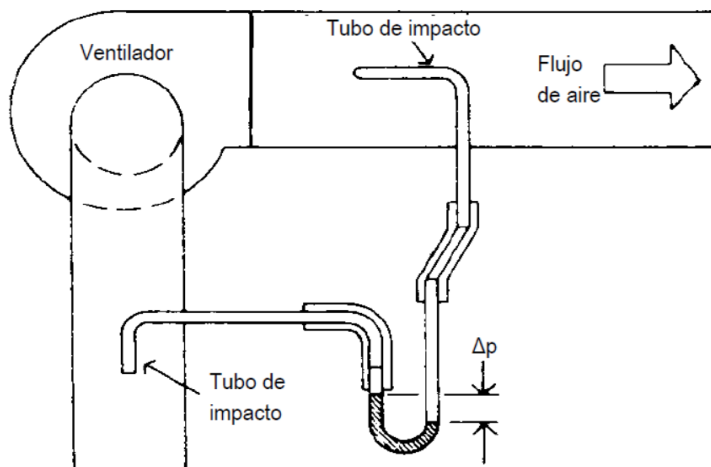
Vedavarz et al. (2007), en su libro *“HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation”*, definen cuatro parámetros importantes de los ventiladores que identifican su operación y la energía que consumen: caudal de aire, la presión total, la potencia eléctrica y la eficiencia.

El caudal o flujo de aire (Q) representa al volumen del aire que impulsa el ventilador por unidad de tiempo. Este caudal es una característica variable que depende de otras variables eléctricas como la corriente y el voltaje que se suministre al ventilador, es decir depende de la potencia eléctrica del mismo. así mismo, depende de factores físicos como la disposición del equipo en la zona y el medio que lo rodea. Sin embargo, para fines prácticos de cálculos se asumen condiciones externas ideales. El caudal de aire se expresa en pies cúbicos por minuto (cfm) o metros cúbicos por segundo (m^3/s) y sus derivados.

La presión total (p o Δp) se define como la variación de presión del aire cuando este se desplaza a lo largo del ventilador, y se calcula como la diferencia entre la presión total en la salida y la presión total en la entrada. Esta presión también representa al total de energía mecánica agregada al aire por el ventilador. La presión total se expresa en milímetros de columna de agua (mm.c.a.) o pascales (Pa) y sus derivados. De manera práctica, esta presión total se mide como se muestra en la Figura 5.

Figura 5

Medición de la presión total.



Nota: Tomado de Verdavaz et al. (2007).

La potencia eléctrica (P_e) es la razón de cambio a la cual se utiliza la energía para desplazar un determinado volumen de aire. Esta potencia incluye la potencia absorbida por las fajas, accesorios y el mismo ventilador. La potencia eléctrica se expresa en caballos de fuerza (HP) o watts (W) y sus derivados.

La eficiencia (η) representa cuanta potencia mecánica trasmite el ventilador al aire en relación a la potencia eléctrica que esta consume, en consecuencia, este parámetro es adimensional. Se calcula como $\eta = (Q \times \Delta p) / P_e$ donde Q se expresa en m^3/s , Δp se expresa en Pa y P_e se expresa en W.

2.1.7 Aire acondicionado

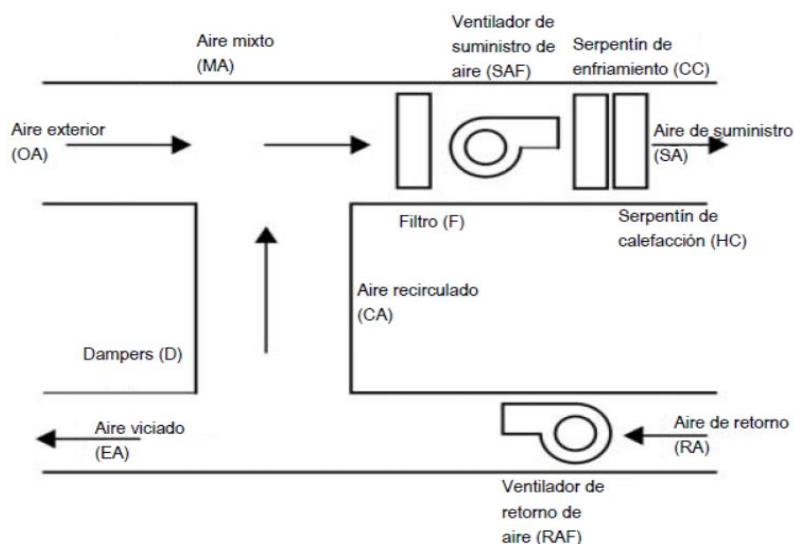
Miranda y Domenech (2013), en su libro "ABC del Aire Acondicionado", indican que existe una diferencia entre la refrigeración industrial y la de confort. Esta última incluye equipos que generan frío, mejor conocidos como equipos de aire acondicionado, para mantener el confort de espacios ocupados por personas. Entre los equipos más conocidos se encuentran las bombas de calor, equipos de ventana, fan-coils, equipos terminales VRV, etc. Estos equipos presentan un ciclo interno de intercambio de calor entre el aire que suministrará con otro fluido como aire frío, agua fría o un líquido refrigerante.

2.1.8 Unidad manejadora de aire

Vedavarz et al. (2007), en su libro “*HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation*”, definen a la unidad manejadora de aire (UMA) como un equipo capaz de inyectar aire fresco y filtrado, y que a la vez tiene la capacidad de enfriarlo como parte del proceso de ventilación. De acuerdo con la Figura 6, este equipo consta de una entrada de aire fresco (OA), una salida de aire viciado (EA), una salida de aire fresco y/o enfriado (SA), y una entrada de aire de retorno (RA). Esta última salida y entrada de la UMA fluyen hacia y desde el ambiente que será acondicionado.

Figura 6

Esquema mecánico de una UMA.



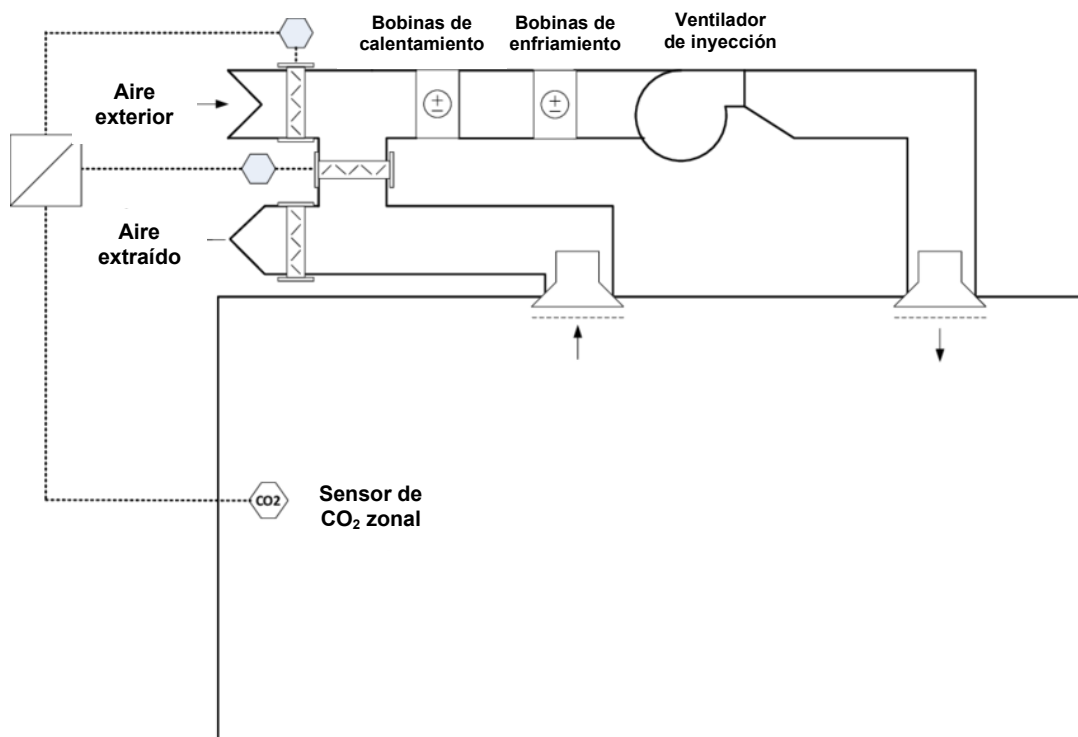
Nota: Tomado de Vedavarz et al. (2007).

2.1.9 Ventilación controlada por demanda

Bathia (2014), en su libro “*HVAC - Demand Control Ventilation*”, define a la ventilación controlada por demanda (conocido como DCV por sus iniciales en inglés) como un método de control que responde a la demanda actual de ventilación regulando el caudal de aire que el sistema inyecta al ambiente. Por lo general, DCV ajusta el caudal de acuerdo a la ocupación de un ambiente la cual es medida directa, con sensores de ocupación y contadores, o indirectamente, con sensores de dióxido de carbono. La Figura 7 muestra un ejemplo de aplicación de ventilación controlada por demanda basado en medición de CO₂.

Figura 7

Diagrama de un DCV con sensor de CO₂.



Nota: Tomado de Bhatia (2014).

Este método se utiliza porque mantiene una correcta ventilación de acuerdo a los estándares de diseño ajustándose a lo mínimo requerido (caudal variable) y evita una ventilación constante incluso en momentos de no ocupación. Este tipo de operación conlleva a una reducción energética importante en comparación con métodos tradicionales.

Este método de control se recomienda ser aplicado en ambientes de grandes áreas y elevada ocupación, estos podrían ser gimnasios, tiendas minoristas, comedores, restaurantes, cines, salas de reuniones, etc.

2.1.10 Control de sistemas HVAC

Montgomery y McDowall (2010) en su libro "*Fundamentals of HVAC controls*" indican que los controles de sistemas HVAC tienen como objetivo principal el regular las cargas térmicas de salida del sistema de modo que se satisfaga la necesidad real del ambiente acondicionado. Esto se logra mediante la regulación de diversos parámetros, siendo el más importante la temperatura. Dichos controles en primera instancia tienen el

mismo fin del sistema completo el cual es alcanzar el confort térmico, sin embargo, con la modernidad, estos elementos de control también permiten regular el consumo de energía.

Así mismo, debido a la naturaleza del sistema HVAC y la impredecibilidad de muchos parámetros asociados a este, los sistemas de control de lazo cerrado son utilizados en la gran mayoría de situaciones. Esos sistemas de control están conformados por sensores, entre los que se tienen comúnmente a termostatos, humidistatos y manómetros; y por dispositivos controlados o actuadores como válvulas y dampers, además de arrancadores de motores, relés y variadores de frecuencia o velocidad. Estos últimos interactúan con los parámetros o variables de control como la temperatura, humedad, presión, y velocidad del aire y del agua. Así mismo, el sistema de control cuenta con controladores cuya función es comparar la medición tomada por el sensor con el valor del *setpoint* definido, determinar una señal adecuada para lograr el control y enviarla al actuador. Según como el controlador acondiciona la señal, se define una lógica de control como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5

Lógicas de control para sistemas HVAC.

Tipos	Descripción
Control de dos posiciones	Se aplica en sistemas cuyos dispositivos controlados presentan solo dos posibles estados de operación: on/off (ventiladores de velocidad constante) o completamente abierto/cerrado (válvulas y dampers). Esto implica que el controlador utiliza solo una salida digital para mandar la señal hacia el actuador.
Control flotante	Es similar al de dos posiciones, pero los actuadores presentan tres estados de operación: apertura de compuerta, inactivo o parado, y cierre de compuerta. La señal es constante, pero cambia de sentido para accionar el motor de la compuerta o dispositivo controlado. Esto implica que el controlador utiliza dos salidas digitales para mandar dos señales hacia el actuador (sentido horario y antihorario).
Control de modulación	Es mucho más sofisticado que los dos anteriores. En general, el actuador sigue de forma proporcional a la señal generado por el controlador. Esta señal es variable entre un 0% y 100% dentro de un rango de voltaje de 0-10 V o de corriente de 4-20 mA. En efecto, a este tipo de control también se le denomina control analógico.

Nota: Tomado de Montgomery y McDowall (2010).

Esta última lógica de control se ha ido sofisticando con el paso de los años, al punto de que actualmente el control proporcional viene acompañado de un factor integral y otro derivativo. A este control se le denomina control PID (*Proportional – Integral – Derivative*). Sin embargo, debido a que la mayoría de sistemas HVAC presentan una respuesta lenta no se considera adecuado aplicar un control derivativo ya que presenta un proceso de afinación (*tuning*) complejo y además podría generar inestabilidad.

Algunas aplicaciones de este tipo de control son las siguientes:

- En una unidad terminal tipo *fan-coil* de agua helada, los dispositivos controlados son el motor del ventilador del *fan-coil*, la válvula de agua helada y el damper de ingreso de aire fresco. Además, la variable controlada es la temperatura del espacio acondicionado y el sensor (al mismo tiempo controlador) es el termostato. Tanto el control del encendido/apagado del equipo completo, el ventilador y el damper ocurren por medio de un control horario o manualmente. Sin embargo, el nivel de enfriamiento se ajusta para mantener un *setpoint* programado mediante un control de modulación de dos vías que abre o cierra la válvula, parcial o totalmente, de agua helada cuando se requiera más o menos enfriamiento (menos o más temperatura). Usualmente, esta lógica de control es del tipo proporcional-integrativo o PI.
- En una unidad manejadora de aire de volumen constante, los dispositivos controlados son la válvula de agua helada, la resistencia eléctrica, y los dampers de salida y retorno de aire en cada zona. Además, la variable controlada es la temperatura del espacio acondicionado y el sensor (al mismo tiempo controlador) son los termostatos en cada zona. La temperatura del aire en cada zona se ajusta mediante el control de la válvula de agua helada que sigue una señal que totaliza todas las señales de los termostatos zonales. Similar al caso anterior, este sigue una lógica del tipo PI. Los dampers zonales regulan el caudal de aire que ingresa a cada zona mediante la apertura o cierre, parcial o

total, de su motor según la señal del termostato zonal. Este aire variable regula la temperatura de la zona. El control de estos dampers es del tipo PID.

- En una planta de agua helada, conformada por chiller y bombas, los dispositivos controlados son el compresor del chiller y el variador de velocidad para el motor de bombas. Las variables controladas la temperatura de agua helada, y la presión diferencial entre tubería de suministro y retorno. Los sensores son el termostato a la salida del circuito secundario, y el sensor de presión diferencial entre tubería de suministro y retorno, respectivamente. En este sistema, el controlador es un elemento individual más sofisticado el cual conectará todos los sensores y actuadores, y contendrá la lógica de control PID en su software interno. Según sea la cantidad de equipos que conformen el sistema, se pueden considerar más controladores cada uno con su propia sintonización de parámetros del control PID.

2.2 Marco conceptual

- **Sistema:** Conjunto de equipos y/o dispositivos electromecánicos conectados entre sí por un medio físico que operan para cumplir una determinada función.
- **Control:** Regulador de la operación de un sistema. Este se presenta de forma manual o automática.
- **Caudal:** Relación entre el volumen de aire o agua (m^3) por unidad de tiempo (s) que fluye por el interior de un ducto o tubería.
- **Damper:** Elemento mecánico, generalmente de aluminio, que sirve de control del caudal de aire que proviene de ventiladores. Se ubica al interior de los ductos.
- **Difusor:** Elemento mecánico por donde se inyecta el aire, que fluye por los ductos desde los ventiladores, hacia los ambientes internos de un edificio.
- **Modelo:** Esquema teórico de un sistema que se elabora para facilitar su comprensión y el estudio de su comportamiento

- **Simulación:** Proceso computacional desarrollado a través de un software que se utiliza para evaluar el rendimiento de determinados sistemas de un proyecto a través de modelos de los mismos.
- **Demanda:** Cantidad de potencia eléctrica que necesita un consumidor para abastecer sus necesidades. Se mide en watts (W) o kilowatts (kW).
- **Ahorro:** Medida de la reducción del consumo de energía de un edificio o sistema de este. Por lo general, el ahorro se expresa como el porcentaje equivalente a la reducción de energía sobre el total de energía consumida previamente.
- **Concentración:** Magnitud que se expresa en partes por millón (ppm) y que se refiere a la cantidad de unidades de una determinada sustancia o gas que hay por cada millón de unidades del conjunto.
- **Envolvente:** Capa más exterior del edificio que separa el ambiente externo del área ocupable o interior del edificio. También es conocido como casco o piel del edificio.

Capítulo III. Desarrollo del trabajo de investigación

Este capítulo brinda detalles de la metodología de trabajo realizado durante la etapa de diseño del edificio. En primera instancia, se describe su arquitectura y su sistema HVAC (aplicado a sus áreas comunes), en conjunto con las características técnicas de los equipos que forman parte de este sistema y los sistemas de control básicos que forman parte del diseño inicial del proyecto. También se detallan los modos de operación para cada equipo de HVAC, los cuales fueron generados por criterio de los especialistas con aprobación del propietario.

A continuación, se describen todas las posibles estrategias de control del sistema HVAC que fueron basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE considerando parámetros propios del proyecto.

Con toda esta información, se ejecuta el modelado del proyecto considerando todos los detalles técnicos y operativos antes descritos, y las estrategias posibles. Esta simulación evalúa el comportamiento del sistema en cuanto al confort interior y consumo de energía asociado al sistema HVAC.

Finalmente, se presentan los resultados que servirán para la definición de las estrategias finales que fueron implementadas durante la siguiente etapa del proyecto.

3.1 Descripción del proyecto y sistema HVAC

El proyecto presenta un sistema HVAC centralizado conformado principalmente por tres enfriadores de agua o *chillers* enfriados por agua, y dos torres de enfriamiento. Las torres de enfriamiento generan agua de condensación para alimentar a los *chillers*, mientras que los *chillers* generan agua helada para alimentar a las unidades terminales dentro de cada ambiente. Además, este sistema principal es impulsado por un sistema de bombeo de agua helada conformado por cinco bombas primarias y cinco secundarias de agua helada, y por otro de agua de condensación conformado por cinco bombas de condensación.

Esta planta centralizada se conecta directamente con seis unidades manejadoras de aire (UMA), que generan el aire acondicionado y la ventilación requerida por las circulaciones comunes del proyecto, y con trece unidades tipo fan-coil, que generan el aire acondicionado requerido por las oficinas administrativas del proyecto.

De manera independiente, existen dos sistemas de expansión directa formados por una unidad condensadora exterior y una unidad evaporadora interior del tipo split decorativo.

Como complemento, existen equipos de inyección de aire fresco, o ventiladores que solo mueven el aire del exterior hacia el interior sin enfriarlo, que operan junto con los equipos tipo fan-coil y split en las oficinas administrativas.

Así mismo, el proyecto considera equipos de extracción para apoyo de UMA en áreas comunes (extracción de aire recirculado), baños y depósitos, de aire viciado de espacios técnicos y de áreas comunes, y de extracción de monóxido de carbono (junto a jet fans e inyectores de apoyo) en estacionamientos de sótanos.

Por último, el proyecto considera equipos de presurización de escaleras y corredores de emergencia.

Las características técnicas de todos estos equipos se muestran en el Anexo B.

Es importante recalcar que estos no son los únicos equipos que forman parte del diseño del proyecto, sin embargo, si son los únicos administrados por el equipo técnico general del edificio, en tal sentido, es posible ejercer control sobre su operación y modificar su diseño a fin de conseguir ahorro de energía. Así mismo, se han dejado instalaciones básicas (como pases de tubería, ductos y puntos de fuerza) pero fundamentales para que en un futuro cercano se instalen equipos de ventilación o aire acondicionado por cada locatario de los nuevos espacios comerciales sin dañar la infraestructura existente. Estos tampoco serán controlados por la administración general.

En efecto, la planta centralizada también proporcionará agua helada a todas las unidades terminales de aire acondicionado que se instalen en cada tienda o local comercial

por cada futuro locatario mediante tuberías de suministro y retorno de agua helada previamente instaladas.

3.2 Secuencia de operaciones del sistema HVAC

En el Anexo C se indica que el horario habitual de funcionamiento de los equipos de HVAC es de lunes a domingo de 8:00 a 22:00 horas, lo cual está acorde con el horario habitual de ocupación del edificio, sin embargo, la capacidad operativa de los equipos es controlada manualmente por los usuarios o automáticamente por sensores (esto sobre áreas comunes y oficinas) de acuerdo a una programación establecida por el personal de mantenimiento.

Como excepción, en cuartos técnicos (como eléctricos, data centers o de comunicaciones) el horario de funcionamiento es continuo las 24 horas del día ya que estos contienen equipos susceptibles a altas temperaturas producto de su misma operación. Mas aún, los equipos de climatización instalados en estas áreas controlan la humedad relativa a diferencia de los demás que solo acondicionan térmicamente los espacios. Así mismo, en espacios con olores o gases contaminantes (como baños y estacionamientos) existen equipos de extracción. En cada baño, el extractor opera a la par con la luminaria mediante sensores de presencia, y en los estacionamientos, el control se da por medio de sensores de CO con una lógica operativa basada en el nivel de la concentración de este gas.

Por otro lado, los rangos térmicos permitidos están acorde con las temperaturas diarias promedio de la ciudad y un análisis de confort térmico adaptativo de acuerdo con el estándar ASHRAE 55-2010. Estos rangos se definieron a partir de la data mensual de temperaturas promedios disponibles por SENAMHI para el año 2019. De acuerdo con el criterio de 80% de aceptabilidad, se calcularon los rangos de confort permitidos en cada mes considerando la data anterior. Estos resultados se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6*Temperaturas promedio mensual de Lima y rangos de confort.*

Temperaturas promedio											
Ene	Feb	Mar	Abril	May	Jun	Jul	Ago	Set	Oct	Nov	Dic
23.7	25.3	23.7	21.8	19.1	16.7	15.8	15.2	16.2	17.1	19.3	21.0
Rangos de confort adaptativo											
21.65	22.14	21.65	21.06	20.22	19.48	19.20	19.01	19.32	19.60	20.28	20.81
28.01	28.16	28.01	27.83	27.57	27.34	27.25	27.19	27.29	27.38	27.59	27.75

Nota: Elaboración propia a partir de ASHRAE (2010).

Con estos resultados se definieron dos escenarios térmicos. En verano (noviembre a abril) se consideró el rango de 22 a 27°C y en invierno (mayo a octubre) de 20 a 26°C.

Estos rangos indicarían que, en verano, las personas pueden estar en espacios con temperaturas más altas que el promedio y en invierno sucede lo contrario, esta variabilidad térmica se puede explicar por la adaptación propia de cada individuo a las condiciones mediante el uso de diferentes vestimentas y a que su propio sistema metabólico se ajusta automáticamente al clima externo.

3.3 Diseño preliminar de estrategias de control

La sección 6 del estándar 90.1-2010 de ASHRAE proporciona lineamientos de diseño del sistema HVAC desde definiciones útiles para entender este estándar y el sistema, hasta métodos de cálculo y condiciones de operación del mismo. En particular, la subsección 6.4 y 6.5 de dicho estándar presenta requisitos obligatorios a tomarse en cuenta para el diseño de este sistema, algunos ítems de esta subsección describen directivas para el control de los equipos o los modos de operación de dicho sistema. El Anexo D muestra todas estas nueve directivas formuladas por ASHRAE.

En primer lugar, algunas de estas propuestas se descartaron debido a que el proyecto las incorporaba desde el diseño convencional de sus sistemas o no generaban un ahorro significativo por el contexto del proyecto. El análisis y descarte de estas estrategias se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7*Estrategias descartadas para el control de sistemas HVAC.*

N	Estrategia de control descartada	Análisis
1	Sección 6.4.3.3.1 - Apagado automático	Se descarta ya que, por propio diseño del proyecto, todos los equipos de HVAC tendrán timers. Además, los extractores en baños y depósitos usarán sensores de presencia que a su vez controlan las luminarias.
2	Sección 6.4.3.3.3 - Controles de arranque óptimo	Se descarta puesto que en su lugar se consideró que una estrategia más óptima era el uso de sensores de CO ₂ para el control de equipos de HVAC (estrategia 6)
3	Sección 6.4.3.4.4 Control de ventiladores	Se descarta ya que la estrategia 1 es más general y su alcance es mayor al indicado por esta estrategia.
4	Sección 6.4.3.4.5 Ventilación en estacionamientos cerrados	La norma EM.030 "Instalaciones de Ventilación" del RNE en la sección 7.1.6.1 "Estacionamientos en sótanos" establece el control de extractores de estacionamientos con sensores del monóxido siempre que se cumpla con un área mínima. El proyecto tiene estacionamientos con área mayor a dicho valor, por tanto, esta estrategia redundante con la obligatoriedad de la norma.
5	Sección 6.4.3.10 Controles de volumen de aire variable en una zona individual	El proyecto solo considera dos equipos de aire acondicionado de expansión directa, debido al uso de una planta centralizada de agua helada. Además, su operación debe ser constante y no variable por el tipo de espacios que climatizan.

Nota: Elaboración propia a partir de ASHRAE (2010).

A continuación, las estrategias restantes, tal como fueron formuladas originalmente por el estándar, no eran aplicables directamente a este proyecto, sin embargo, fueron reformuladas para que se adapten a las condiciones locales y del proyecto en sí. Con esto se obtuvieron las estrategias finales a ser aplicadas. Las reformulaciones de cada estrategia y las descripciones finales se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8*Estrategias finales a ser aplicadas para el control de sistemas HVAC.*

N	Estrategia de control reformulada	Análisis
1	<p>Sección 6.4.3.3.2 - Controles <i>setback</i>: Sistemas de aire acondicionado deben ser equipados con controles que tienen la capacidad de reiniciar automáticamente y operar temporalmente el sistema como sea requerido para mantener las temperaturas de la zona bajo un <i>setpoint</i> de temperatura ajustable hasta 32°C para prevenir elevados niveles de humedad del espacio.</p>	<p>Modificado: - Se considera que la zona climática del proyecto es 2b por tanto es aplicable directamente - El <i>setback</i> se estableció en 32°C, mientras que el <i>setpoint</i> es de 26°C.</p>
2	<p>Sección 6.4.3.9 Controles de Ventilación para áreas de alta ocupación: Ventilación controlada por demanda (DCV) mediante sensores de CO₂ es requerido para las circulaciones principales del proyecto.</p>	<p>Modificado: - Se consideraron sensores de CO₂. - Se mantuvo solo un requerimiento adicional por el diseño del proyecto. - Ninguna de las excepciones aplica por el propio diseño del sistema HVAC. - Se determinó que los únicos espacios con alta densidad de ocupación eran las circulaciones.</p>
3	<p>Sección 6.5.5.2 - Control de velocidad del ventilador del equipo de rechazo da calor: Cada ventilador accionado por un motor de 5.6 kW o más tendrá la capacidad de operar a velocidad variable mediante variadores de velocidad, y dispondrá de controles que modifiquen automáticamente la velocidad del ventilador para controlar la temperatura del fluido saliente o la temperatura de condensación del equipo.</p>	<p>Modificado: - Se estableció el uso de variadores cuyo alcance era mayor al requerimiento original. - Las excepciones no se aplicaron por decisión del propietario.</p>
4	<p>Sección 6.5.4.1 - Sistemas hidráulicos de caudal variable: El sistema de bombeo secundario de agua helada con una potencia total superior a 7.5 kW que incluyan válvulas de control diseñadas para modular o abrir y cerrar escalonadamente en función de la carga se diseñarán para caudal de fluido variable. Las bombas individuales de agua helada que den servicio a sistemas de caudal variable y cuyos motores superen los 3.7 kW dispondrán de variadores de velocidad que hagan que la demanda del motor de la bomba no supere el 30% de la potencia de diseño al 50% del caudal de agua de diseño.</p>	<p>Modificado: - La primera parte se aplicó solo a las bombas secundarias de agua helada por condición del especialista y por ser las que modulan el caudal. - En la segunda parte se precisó el uso de variadores de velocidad, y no se consideraron los aspectos de instalación de sensores ya que estos los decidió el contratista basado en condiciones locales. - Las excepciones no eran aplicables por la naturaleza del proyecto.</p>

Nota: Elaboración propia a partir de ASHRAE (2010).

En total quedaron cuatro estrategias de control, ya que cinco de las nueve iniciales fueron descartadas. Estas estrategias fueron modificadas considerando el diseño del sistema HVAC planteado y el objetivo de ahorro energético buscado.

3.4 Evaluación energética del modelo inicial M0

Para la evaluación preliminar de cada una de estas estrategias se ha elaborado un modelo completo del proyecto haciendo énfasis en el modelado de sus sistemas que consumen energía, tales como eléctricos, iluminación, ventilación, etc., sus modos de operación, las variables que interactúan con las mismas y el consumo energético para cada caso. En tal sentido, se utilizó del software Design Builder que evalúa cada una de estas variables y sirvió de base para la verificación del rendimiento de cada estrategia planteada. A este primer modelo con todas las características originales del proyecto se le denomina, para los fines de comparación del presente trabajo, modelo inicial M0.

La ejecución del modelado conlleva una serie de pasos ordenados hasta obtener el resultado deseado. Estos pasos son los siguientes:

3.4.1 Creación de modelo arquitectónico

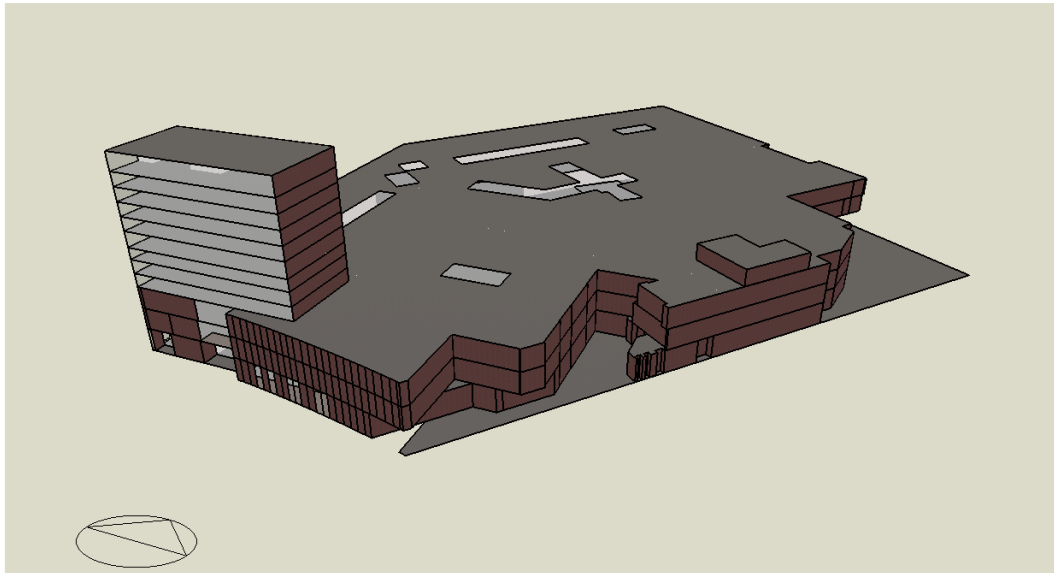
A partir de los planos de arquitectura entregados por el área responsable de la misma se procedió con el levantamiento del modelo arquitectónico del proyecto. Este modelo considera la estructura de la envolvente del edificio (superficies opacas y translúcidas que rodean al edificio como muros, pisos, techos y vidrios), su orientación y su volumetría como se muestra en la Figura 8. En esta se observa que la fachada, donde impactan los rayos solares durante la mañana, no presenta áreas vidriadas. Caso contrario sucede en el techo con pequeñas zonas vidriadas utilizadas mayormente para iluminación natural en el patio de comidas del último nivel.

También, este modelo representa la disposición y zonificación interna de cada nivel del edificio, y la codificación de todos los espacios que lo conforman. La Figura 9 y 10 destaca los niveles más representativos de espacio interiores. En general los niveles del

subsuelo son dedicados a estacionamientos, mientras que los superiores son para tiendas y áreas de comidas.

Figura 8

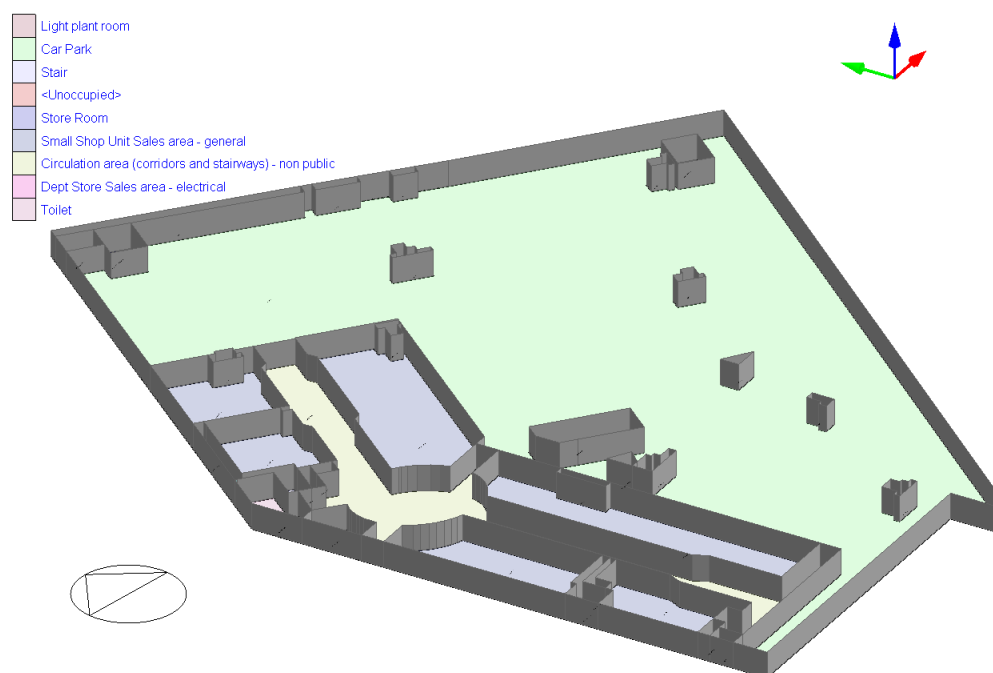
Vista renderizada de la envolvente del edificio (fachadas sur y este del proyecto).



Nota: Elaboración propia.

Figura 9

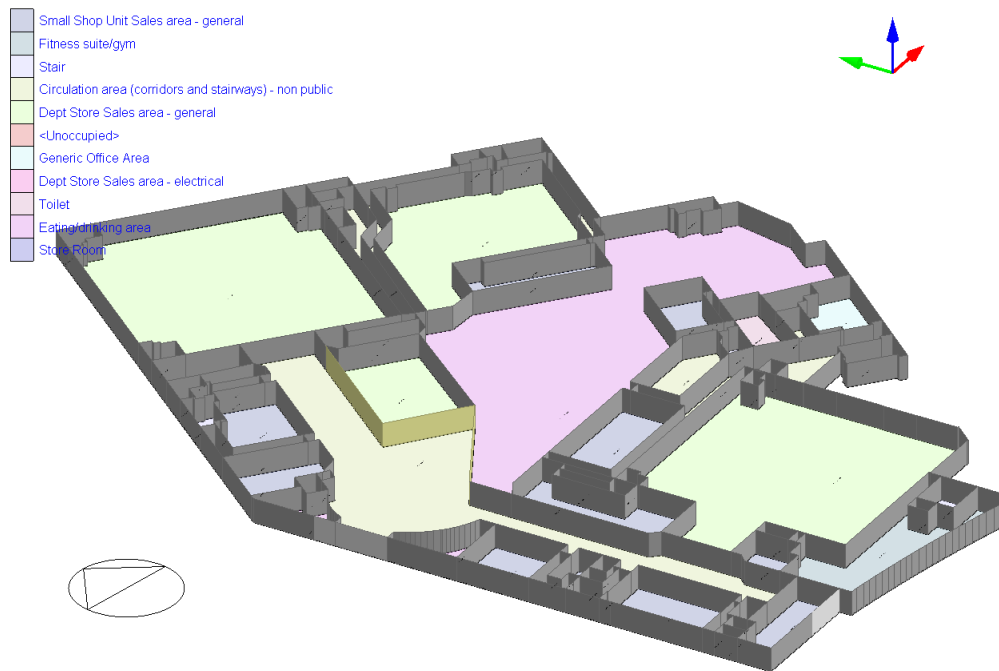
Distribución y codificación de espacios del nivel -6.00.



Nota: Elaboración propia.

Figura 10

Distribución y codificación de espacios del nivel +11.50.



Nota: Elaboración propia.

Es relevante tener en cuenta que los ambientes privados (o no implementados por el propietario del edificio) se han modelado como un solo bloque (como se observan en las zonas de mayor área de la Figura 10) pese a que podrían tener una arquitectura interna final distinta. En el modelo, algunas de las variables desconocidas de estos bloques se han configurado como promedios, mínimos o máximos, según lo que corresponda al análisis, de acuerdo al dimensionamiento de su sistema eléctrico y HVAC.

3.4.2 Configuración de parámetros arquitectónicos y de uso

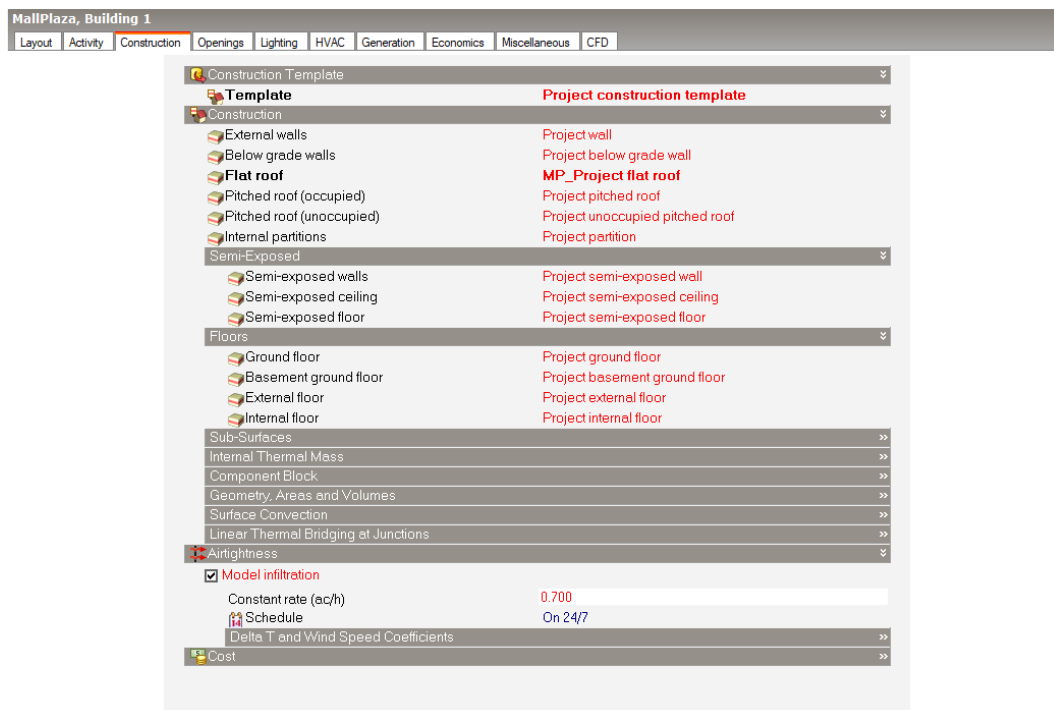
El modelo arquitectónico solo es una representación estática (en cuanto a cálculos numéricos) de la estructura del proyecto en el software de modelado. Para que este modelo sea funcional en un análisis de variables es necesario que se configuren parámetros adicionales que brinden dinamismo al modelo. Estos parámetros están relacionados con las características térmicas de la envolvente del edificio, y con la ocupación y uso del edificio, y sus zonas internas (cantidad y horarios de ocupación, equipos electrónicos y electrónicos utilizados por ocupantes, etc.). Estos no son los únicos parámetros que

intervienen en el análisis, en las secciones siguientes se mostrarán algunas configuraciones más avanzadas que ya no tienen relación alguna con la ocupación y estructura del edificio.

En primer lugar, los parámetros de la envolvente y divisiones interiores (superficies opacas) se han configurado según el diseño planteado por los especialistas. Esta configuración se observa en la Figura 11. Estos se forman por materiales tradicionales utilizados en construcciones locales como concreto armado, ladrillos y algunos elementos metálicos. Para el análisis térmico y energético del edificio se considera relevante al parámetro que mide la cantidad de calor que fluye por unidad de área cuando hay un diferencial de temperatura de 1 K. Dicho parámetro se denomina transmitancia térmica o Valor U cuyas unidades son $W/m^2.K$ en el sistema internacional. Este coeficiente depende de la composición de las capas de materiales que forman los muros, pisos y techos.

Figura 11

Configuración de materiales de muros, pisos y techos.

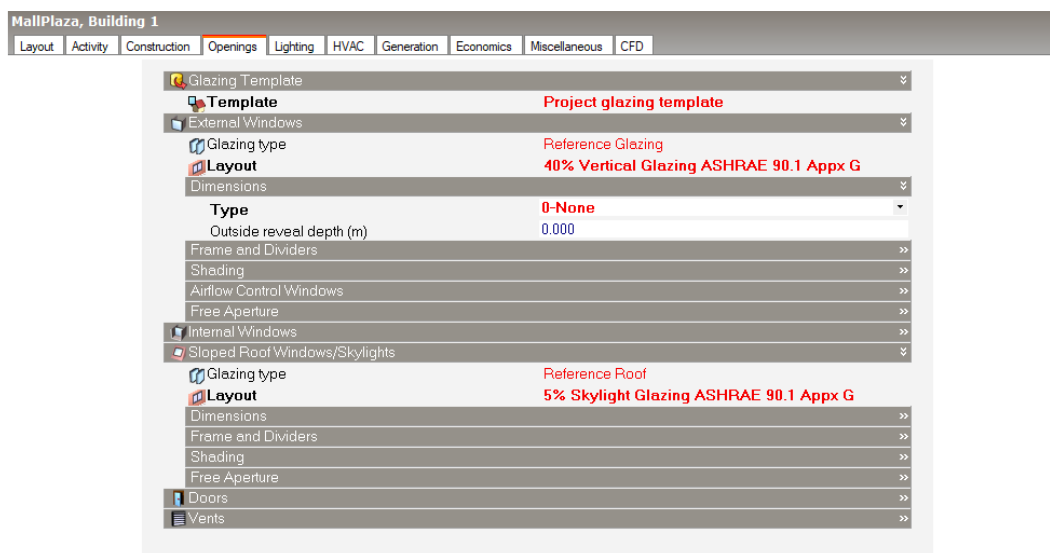


Nota: Elaboración propia.

Así mismo, los parámetros del área vidriada (superficies translucidas) se han configurado según el diseño planteado en la documentación recibida. Esta configuración se observa en la Figura 12. Para el análisis térmico y energético del edificio se consideran relevantes a los coeficientes térmicos denominados transmitancia térmica (o Valor U) y coeficiente de ganancia de calor solar o SHGC que es un parámetro adimensional que representa la fracción de toda la radiación solar admitida por un vano que es transmitida hacia el interior. Estos coeficientes resultan de la composición de las capas de materiales que forman un elemento translucido (marco, vidrio y capa de aire, en algunos casos).

Figura 12

Configuración de parámetros del área vidriada.



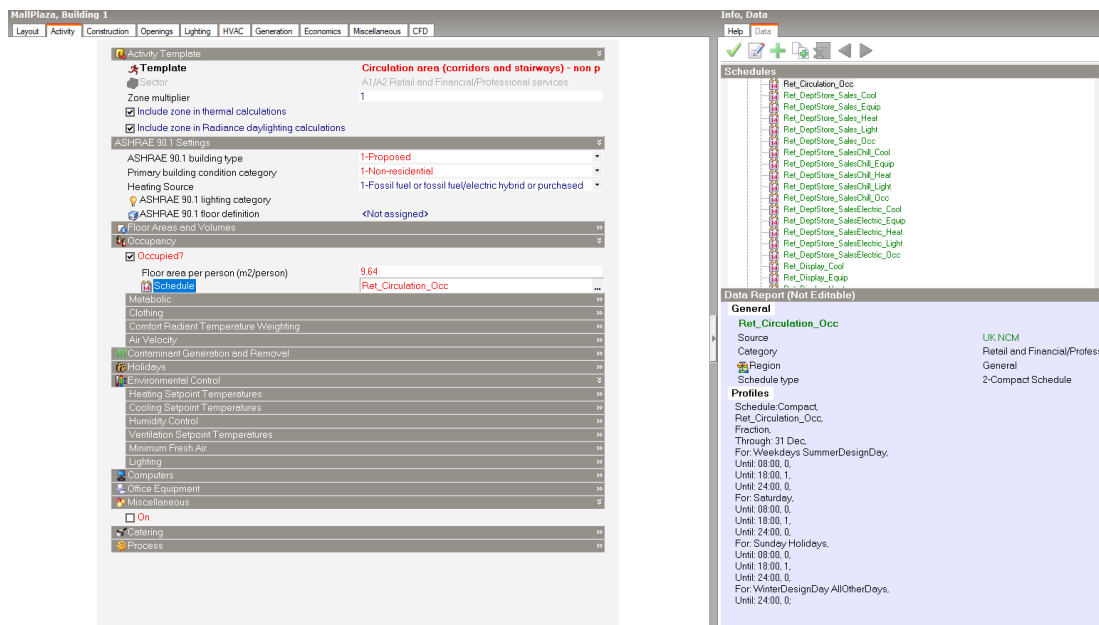
Nota: Elaboración propia.

Por otro lado, el número de personas y el horario de ocupación de los espacios representan los perfiles horarios reales de uso del proyecto. Ambos parámetros son muy variables dentro del horario operativo del proyecto debido a que no son controlados directamente por el personal del proyecto, si no, será decisión de cada individuo que ingrese al edificio. Sin embargo, si existe un límite máximo de ocupación llamado aforo que es determinado por la especialidad de seguridad. En ese sentido, se ha configurado el aforo y los porcentajes de ocupación estimados por horarios durante el uso del edificio y sus distintos espacios. Estos porcentajes referenciales se han extraído del manual de

usuario del estándar 90.1-2010 de ASHRAE que establece estas generalidades en base a múltiples estudios de proyectos y espacios similares a los del proyecto analizado. Esta configuración se presenta en la Figura 13.

Figura 13

Configuración de parámetros de uso.



Nota: Elaboración propia.

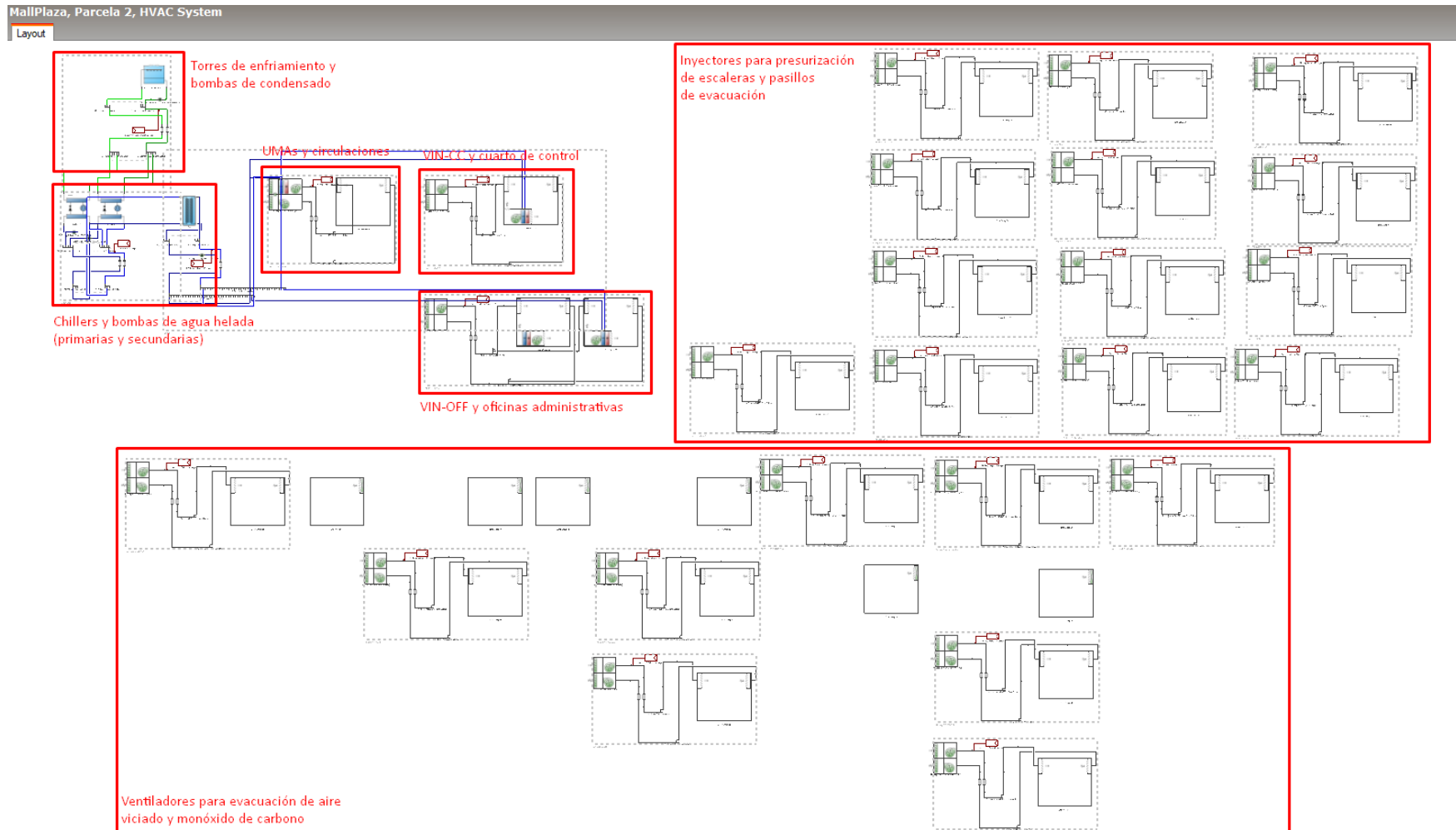
Se observa que en la pestaña *Activity Template* se ha asignado a un espacio como *Circulation area* (circulación o corredor) el cual asigna automáticamente el perfil horario de uso del espacio que se observa en la pestaña *Occupancy* como *Ret_Circulation_Occ*. Lo mismo sucede con todos los demás espacios del proyecto. Esto ocurre ya que el software Design Builder integra por defecto los parámetros según ASHRAE.

3.4.3 Creación del modelo del sistema HVAC

En la sección 5.1 se expuso a detalle el sistema HVAC del proyecto. Por un lado, el sistema de aire acondicionado consta de torres de enfriamiento, *chillers*, bombas, UMAs, unidades tipo fan-coil y unidades tipo split. Por el otro lado, el sistema de ventilación consta de inyectores y extractores de aire. Cada uno de estos equipos y espacios objetivos a acondicionar se han modelado siguiendo los planos de diseño de la especialidad. Este modelado se muestra a gran escala en la Figura 14.

Figura 14

Modelado completo del sistema HVAC del proyecto.



Nota: Elaboración propia.

Como se observa en la Figura 14, hay espacios que presentan equipos de aire acondicionado por medio de UMAs, *fan-coils* o *splits*, sin embargo, también hay espacios sin este sistema de acondicionamiento térmico, como son los espacios con solo equipos de inyección y/o extracción de aire. Estos últimos son los cuartos de bombas, baños, estacionamientos, entre otros.

Otro hecho importante a destacar es que todos los equipos que generan aire acondicionado están conectados mediante tuberías de agua helada (líneas azules) a los *chillers* y sus bombas, a su vez, estos *chillers* se conectan a las torres de enfriamiento y sus bombas mediante tuberías de agua de condensación (líneas verdes).

Así mismo, este sistema centralizado no solo opera junto a los equipos indicados líneas arriba (*fan-coils* y UMAs), si no, también está unido a equipos de aire acondicionado que fueron provistos por cada locatario de las tiendas y locales comerciales, sin embargo, el control general no recae sobre estos, por tanto, quedaron fuera del alcance del presente trabajo.

3.4.4 Configuración de parámetros eléctricos y de HVAC

El software evalúa todos los equipos que forman parte de las instalaciones del edificio y que sean fuentes que consumen o generen energía, y que generen o reducen el calor interno con la finalidad de evaluar la eficiencia energética y el confort térmico interior del proyecto. Entre estos equipos se encuentran a los eléctricos (sin considerar equipos de HVAC) que están formados por bombas sanitarias, escaleras eléctricas, aparatos de iluminación, equipos electrónicos (computadoras, monitores, teléfonos, etc.) equipos del sistema de CCTV, etc. Cada uno de estos equipos se ubica en un determinado espacio o zona de operación, es así que dicha zona modelada considera dicha carga dentro de los parámetros generales del software. La Figura 15 muestra al cuarto de bombas con una carga de 100 W/m^2 (en la pestaña *Office Equipment*) correspondiente al sistema de bombeo de agua potable y desagüe del proyecto. Este y los demás valores se obtuvieron del cuadro de cargas provisto por el equipo eléctrico.

Figura 15

Parámetros generales y carga eléctrica del cuarto de bombas.

The screenshot shows a software interface for configuring a 'Light plant room'. The settings are organized into several sections:

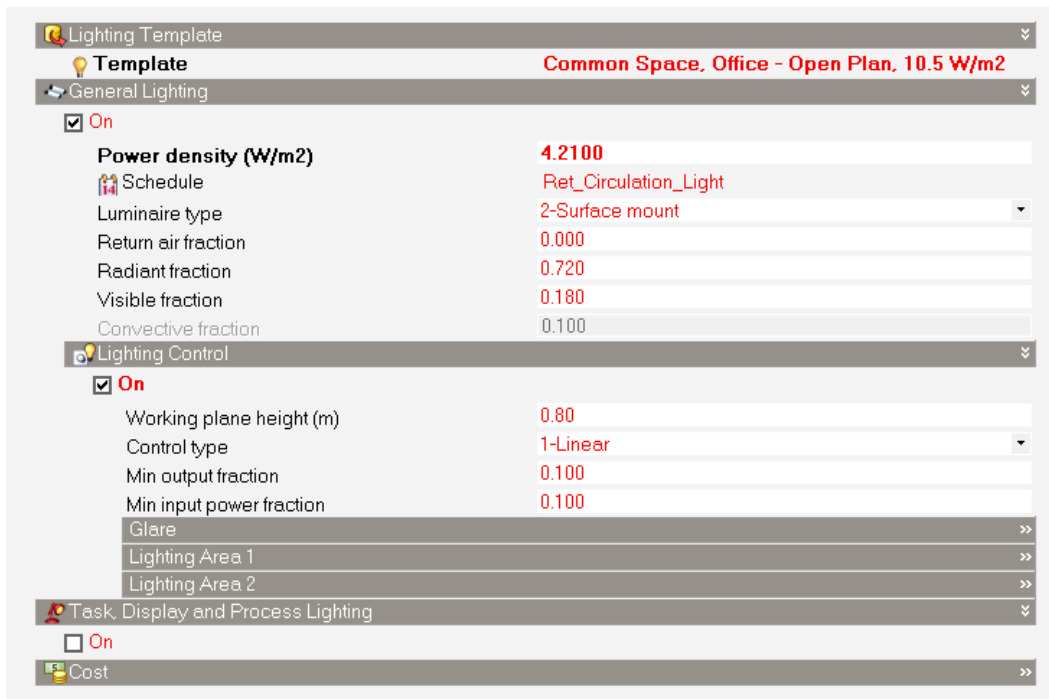
- Activity Template:** Template: Light plant room; Sector: A1/A2 Retail and Financial/Professional services; Zone type: 1-Conditioned; Space condition category: 1-Non-residential; Zone multiplier: 1. Checkboxes for 'Include zone in thermal calculations' and 'Include zone in Radiance daylighting calculations' are checked.
- ASHRAE 90.1 Settings:** ASHRAE 90.1 lighting category: (empty); ASHRAE 90.1 floor definition: <Not assigned>.
- Floor Areas and Volumes:** (empty).
- Occupancy:** Occupied? checked; Floor area per person (m2/person): 9.43; Schedule: Ret_Plant_Occ. Sub-sections for Metabolic, Clothing, Comfort Radiant Temperature Weighting, and Air Velocity are collapsed.
- Contaminant Generation and Removal:** (empty).
- Environmental Control:** Heating Setpoint Temperatures: Heating (°C): 0.0; Heating set back (°C): 0.0. Cooling Setpoint Temperatures: Cooling (°C): 25.0; Cooling set back (°C): 28.0. Sub-sections for Humidity Control, Ventilation Setpoint Temperatures, Minimum Fresh Air, and Lighting are collapsed.
- Computers:** On: unchecked.
- Office Equipment:** On: checked; Power density (W/m2): 100.00; Schedule: Ret_Plant_Equip; Radiant fraction: 0.200. Sub-sections for Miscellaneous, Catering, and Process are collapsed.

Nota: Elaboración propia.

Lo anterior se da para todos los equipos eléctricos, con excepción de las luminarias (y de HVAC) que se expresan en otro apartado más detallado dentro del software. La Figura 16 muestra dicho apartado para la circulación principal del nivel 0.00 con una carga de iluminación de 4.21 W/m² (en la pestaña *General Lighting*) que representa la potencia total de las luminarias instaladas en dicho espacio junto a los drivers que lo rodean. Este y los demás valores se obtuvieron de las memorias de cálculo y sus estudios en el software DIALux provistos por el equipo de iluminación.

Figura 16

Parámetros de iluminación interior de la circulación.



Nota: Elaboración propia.

Por otro lado, los equipos de HVAC, que por su propia finalidad se encargan de reducir el calor mediante la generación de aire frío, se representan en el software en un apartado especial y más desarrollado debido a su importancia en el análisis. En dicho apartado en primera instancia se seleccionan y distribuyen los equipos de aire acondicionado y ventilación, y zonas a las cuales atienden. Esto se mostró en la sección 3.4.3. A continuación se seleccionaron los parámetros básicos operativos de cada equipo entre ellos la potencia, presión, eficiencia del ventilador y del enfriador (o COP), caudal de agua y de aire, etc. Las Figuras 17 y 18 muestran dichos parámetros operativos para los *chillers* 1 y 2, y el ventilador VP-2.1 (en la pestaña *General*). Estos y los demás valores se obtuvieron de las memorias descriptivas, documento de especificaciones técnicas y fichas técnicas provistos por el equipo de instalaciones mecánicas.

Figura 17

Parámetros generales de los chillers 1 y 2.

Chiller	
Chiller	
General	
Name	Chiller 1-2
Chiller template	DOE-2 Centrifugal/5.50COP
Chiller type	2-Electric EIR
Reference capacity (W)	4571908.692
Reference COP (-)	6.645
Compressor motor efficiency	1.000
Chiller flow mode	3-Not modulated
Sizing factor	1.000
Condenser	
Condenser type	2-Water cooled
Temperatures	
Reference leaving chilled water temperature (°C)	6.670
Reference entering condenser fluid temperature (°C)	29.400
Leaving chilled water temperature limit (°C)	2.000
Flow Rates	
Reference chilled water flow rate (m3/s)	0.136667
Reference condenser water flow rate (m3/s)	0.245000
Performance Curves	
<input checked="" type="checkbox"/> Cooling capacity function of temperature curve	DOE-2 Centrifugal/5.50COP CAPFT
<input checked="" type="checkbox"/> Electric input to cooling output ratio function of temperature curve	DOE-2 Centrifugal/5.50COP EIRFT
<input checked="" type="checkbox"/> Electric input to cooling output ratio function of part load ratio cu...	DOE-2 Centrifugal/5.50COP EIRFPLR
Part Load Settings	
Minimum part load ratio	0.100
Maximum part load ratio	1.000
Optimum part load ratio	1.000
Minimum unloading ratio	0.100
Heat Recovery	
<input type="checkbox"/> Heat recovery	

Nota: Elaboración propia.

Figura 18

Parámetros generales del ventilador VP-2.1.

Fan	
Fan	
General	
Name	Air Loop VP-2.1 AHU Supply Fan
Type	1-Constant volume
Fan total efficiency	0.19068
Pressure rise (Pa)	196.1
End-use subcategory	VP-2.1
Flow Rates	
Maximum flow rate (m3/s)	Autosize
Motor	
Motor efficiency	0.90000
Motor in airstream fraction	1.000
Operation	
Availability schedule	On 24/7

Nota: Elaboración propia.

3.4.5 Resultados de simulación energética del modelo inicial M0

Los resultados individuales de la simulación del modelo M0 en el software respecto al consumo energético y al confort térmico son los mostrados en la Figura 19.

Figura 19

Consumo de energía total en kWh y horas de no cumplimiento de rangos térmicos de modelo inicial M0.

EAp2-6. Energy Use Summary

	Process Subtotal [kWh]	Total Energy Use [kWh]
Electricity	2767240.38	12806535.42
Natural Gas	0.00	0.00
Additional	0.00	0.00
Total	2767240.38	12806535.42

EAp2-2. Advisory Messages

	Data
Number of hours heating loads not met	0.00
Number of hours cooling loads not met	1167.17
Number of hours not met	1167.17

Nota: Elaboración propia.

3.5 Modelado de estrategias

Las 4 estrategias que fueron mostradas en la sección 3.3 se modelaron en el software a través del cambio de ciertos parámetros operativos de los equipos o asignación de nuevas entradas en las configuraciones.

En resumen, las siguientes estrategias fueron las consideradas en la evaluación y estas se renombraron (para facilitar su comprensión) como se muestra a continuación:

3.5.1 Estrategia E1: Cambio de setpoint y setback

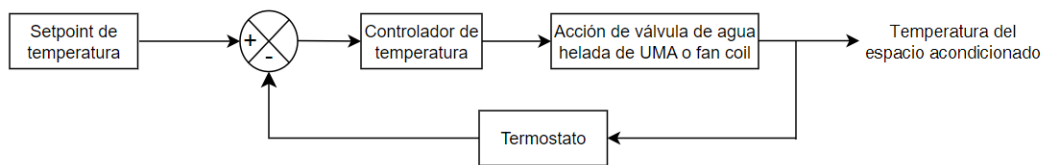
Esta estrategia implicó el cambio de parámetros para que los equipos de climatización funcionen con el objetivo de alcanzar una temperatura de 26°C (*setpoint*) durante las horas de ocupación de los espacios y de estar por debajo de otra temperatura de 32°C (*setback*) durante las horas restantes. En primera instancia, el diseño planteado consideraba que el único *setpoint* era de 26°C durante todo el día sin discriminar el nivel de ocupación en diversos horarios.

A continuación, la estrategia de control se representa como diagramas de bloques que se muestran en las Figuras 20 y 21 (según el equipo controlado). En estos diagramas se evidencia un sistema de control de lazo cerrado cuya señal de entrada proviene de la

configuración de temperatura establecida (*setpoint*) para el equipo. Esta señal es comparada con la generada por el sensor de temperatura o termostato del equipo en el espacio climatizado. La diferencia de estas representa la señal que va hacia el controlador, en donde es tratada para generar otra señal que accione la válvula de regulación de agua helada o refrigerante, según sea el equipo analizado. De acuerdo con el nivel de apertura de la válvula, el aire acondicionado será más o menos frío pudiendo alcanzar la temperatura deseada del aire del espacio.

Figura 20

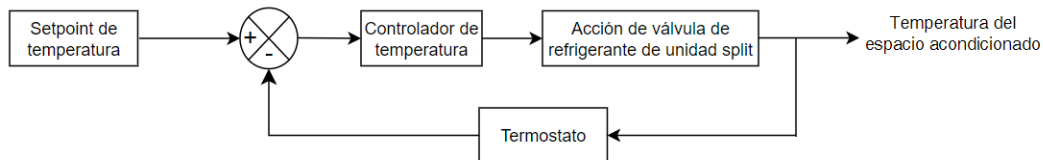
Diagrama de bloques de E2 aplicada a la UMA y fan-coil.



Nota: Elaboración propia.

Figura 21

Diagrama de bloques E2 aplicada al equipo tipo split decorativo.

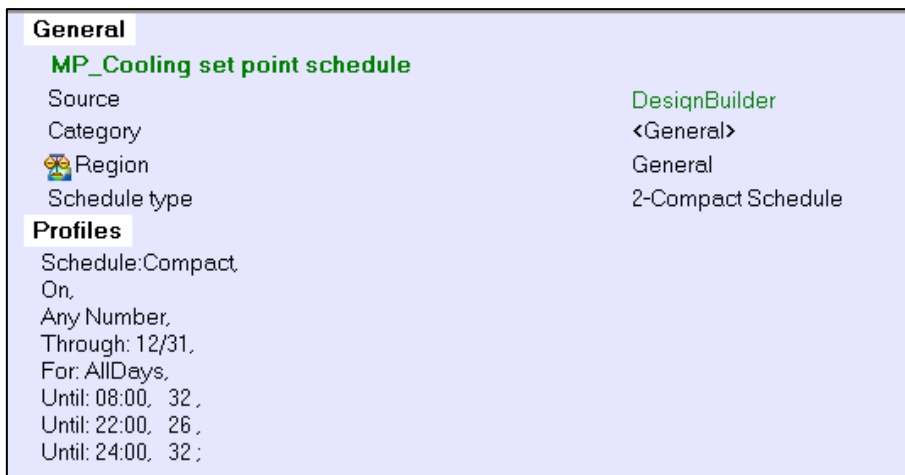


Nota: Elaboración propia.

Para los casos representados en la Figura 21 y 22, se consideró que el *setpoint* de temperatura configurado es de 26°C. En efecto, la Figura 22 muestra las configuraciones realizadas en el software para la configuración del nuevo *setpoint* y *setback*.

Figura 22

Asignación del setpoint y setback.



Nota: Elaboración propia.

3.5.2 Estrategia E2: Uso de sensores de CO₂

Esta estrategia implicó la instalación de sensores de CO₂ de modo que el ambiente objetivo de control quede cubierto en su totalidad por las áreas de alcance de medición de los sensores (comúnmente son circunferencias con radio fijo). A su vez, estos sensores deben ser capaces de vincularse a las unidades manejadoras de aire del proyecto, para que estas operen de acuerdo al nivel de concentración de dicho gas en el aire. Es así que se mantiene la calidad del aire con las renovaciones mínimas necesarias para tal fin, sin movilizar un exceso de aire comparado con una operación basada en horarios fijos para el porcentaje de ingreso de aire fresco. Justamente, esta última es la lógica típica de operación, la cual busca mantener una renovación mínima que no varía de acuerdo al contexto de ocupación del espacio (es fijo por diseño). Al mismo tiempo, pero no siendo requisito indispensable para esta estrategia, se consideraron sensores de velocidad de aire para verificar que el caudal (producto de la velocidad por el área del ducto de salida) de aire generado por las UMAs sean los correctos.

A continuación, la estrategia de control se representa como un diagrama de bloques que se muestra en la Figura 23. Este diagrama presenta un sistema de control de lazo cerrado cuya señal de entrada proviene de la configuración de los rangos permitidos de

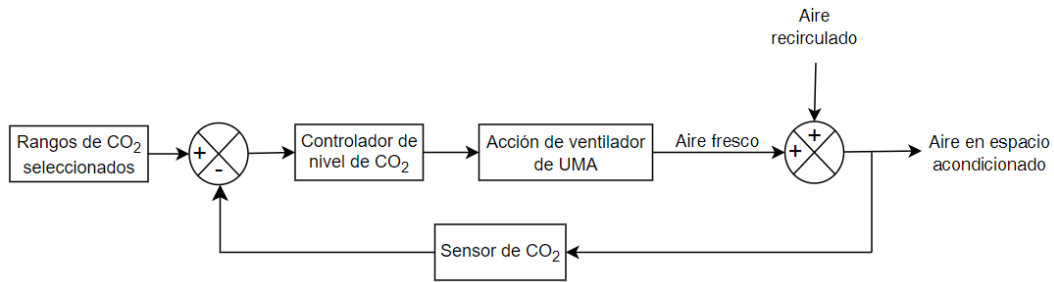
niveles de CO₂ en el aire del espacio objetivo. De acuerdo con el Apéndice C del estándar 62.1-2010 de ASHRAE, la concentración promedio de CO₂ en el aire exterior del medio ambiente es de 400 ppm. Mientras que 600 ppm es un nivel común en espacios ocupados y aún es adecuado para ser inhalado por el ser humano sin causar peligro. Por otro lado, un nivel entre 900 a 1000 ppm ya se considera perjudicial para la salud. En consecuencia, los rangos permitidos se marcaron siguiendo una tendencia lineal proporcional ajustada entre los 600 y 1000 ppm, en donde al nivel más bajo de CO₂ le correspondió un nivel bajo de ingreso de aire exterior, y al nivel más alto, le correspondió el nivel máximo de ingreso de aire fresco exterior.

Esta señal es comparada con la generada por el sensor de CO₂ ubicado en el espacio climatizado. La diferencia de estas representa la señal que va hacia el controlador, en donde la señal se transforma para generar otra señal que accione el ventilador de toma de aire fresco de la UMA, modulando la velocidad de este equipo. De acuerdo con la velocidad de giro del ventilador, el caudal de aire fresco será mayor o menor, y se alcanzará una mejor calidad del aire del espacio.

Es importante tener en cuenta que en el interior de la UMA se cuenta con una entrada de aire recirculado (tomada del interior del ambiente) y otra de aire fresco (del exterior). Este aire recirculado es el aire exhalado por los usuarios mezclado con diferentes contaminantes emanados al interior del ambiente acondicionado. En particular, este aire contiene elevadas concentraciones de CO₂ en relación al aire exterior. En ese sentido se considera como una perturbación al sistema de control. El sensor de CO₂ mide esta suma de concentraciones y lo reduce con el aumento del caudal de aire exterior que inyecta a la zona. La disolución de este aire recirculado en aire fresco exterior es una forma efectiva de reducir la concentración de dicho gas. Los filtros MERV13 de la UMA no generan un impacto sobre este gas, su acción es sobre partículas físicas de determinados tamaños.

Figura 23

Diagrama de bloques de E3 aplicada a la UMA.



Nota: Elaboración propia.

Para tal fin, las Figuras 24, 25 y 26 muestran las configuraciones realizadas en el software para la operación de la ventilación controlada por demanda (VCD) mediante sensores de CO₂ en las unidades manejadoras de aire.

Figura 24

Configuración de VCD para la zona del proyecto.

Location Template	>>
Site Location	>>
Site Details	>>
Elevation above sea level (m)	13.0
Exposure to wind	2-Normal
Site orientation (°)	348.0
Site Height Variation	>>
Ground	>>
Sky	>>
Horizon	>>
Water Mains Temperature	>>
Precipitation	>>
Site Green Roof Irrigation	>>
Outdoor Air CO2 and Contaminants	>>
<input checked="" type="checkbox"/> Simulate CO2 concentration	
<input type="checkbox"/> CO2 concentration schedule	Default outdoor CO2 levels 400 ppm (Source: NOAA ESR)
<input type="checkbox"/> Simulate contaminant concentration	
Time and Daylight Saving	>>
Simulation Weather Data	>>
Winter Design Weather Data	>>
Summer Design Weather Data	>>

Nota: Elaboración propia.

Figura 25

Configuración de VCD para la UMA.

Air handling unit

General Outdoor Air System

Recirculation

- On
 - Minimum outdoor air flow rate (m3/s) 0.00000
 - Maximum outdoor air flow rate (m3/s) Autosize
 - Minimum limit type 2-Fixed minimum
- Economiser (Free Cooling) >>
- Outdoor Air Schedules >>
- Demand Controlled Ventilation
 - Demand controlled ventilation
 - System outdoor air method 3-Indoor Air Quality Procedure (IAQP)
 - Availability schedule On 24/7
- Heat Recovery
 - On

Nota: Elaboración propia.

Figura 26

Configuración de VCD para el ambiente objetivo.

HVAC Zone

General Sequence Target

General

Name P2NIVEL0X00X2:RECONGALERIACIRC

Thermostat Schedules

- Thermostat heating setpoint schedule MP_Heating set point schedule
- Thermostat cooling setpoint schedule MP_Cooling set point schedule

Comfort PMV Setpoint Schedules >>

Humidistat Control >>

CO2 and Contaminant Control

- CO2 and contaminant control
 - CO2 control availability schedule On 24/7
 - CO2 setpoint schedule Zone CO2 setpoint: Always 900ppm
 - Minimum CO2 concentration schedule Min CO2 concentration: Always 600ppm
 - Maximum CO2 concentration schedule Max CO2 concentration: Always 900ppm
 - Contaminant control availability schedule Off 24/7
 - Contaminant concentration setpoint schedule Generic contaminant setpoint: Always 0.5

Zone Air Distribution Effectiveness >>

Sizing >>

Nota: Elaboración propia.

3.5.3 Estrategia E3: Ventiladores de torres de enfriamiento de velocidad variable

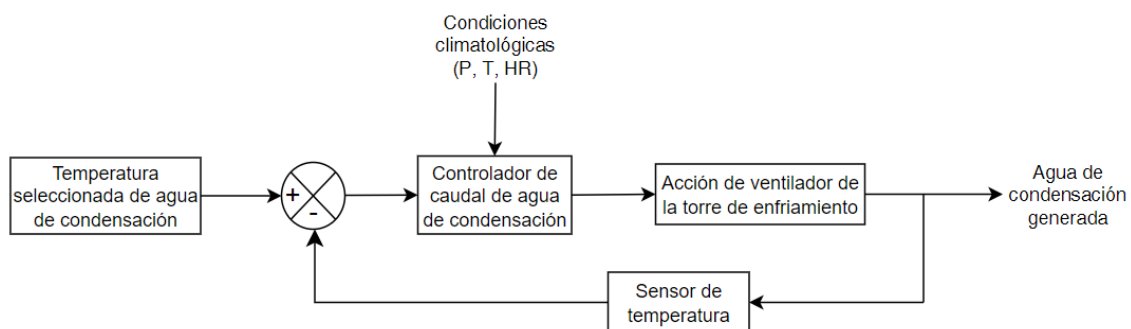
La cuarta estrategia consideró el uso de variadores de frecuencia para el control de los motores de los ventiladores de las torres de enfriamiento. Estos dispositivos regulan la velocidad según la temperatura que debe alcanzar el agua de condensación para enfriar, mediante un proceso de intercambio de calor, el refrigerante contenido en el *chiller* que a

su vez depende de la demanda de agua helada de todos los espacios acondicionados. También, depende de las condiciones meteorológicas del medio ambiente que lo rodea ya que esto impacta en las propiedades físicas del agua sobre todo al interior de la torre de enfriamiento (ya que es de circuito abierto) y, en menor medida, durante su recorrido (debido al aislamiento). En primera instancia, el sistema consideraba torres de enfriamiento con ventiladores de velocidad constante que no permitían la integración de esta estrategia.

A continuación, la estrategia de control se representa como un diagrama de bloques que se muestra en la Figura 27. Este diagrama presenta un sistema de control de lazo cerrado cuya señal de entrada proviene de la temperatura seleccionada del agua de condensación. Esta temperatura se ajusta por niveles a lo requerido por el refrigerante del *chiller* para producir un correcto intercambio de calor. Esta señal es comparada con la generada por un sensor de temperatura de agua de condensación que retorna a las torres de enfriamiento. La diferencia es la señal que ingresa al controlador en donde se modifica para que se accionen los ventiladores de las torres. De acuerdo con la velocidad de giro de los ventiladores, la temperatura del agua de condensación generada será menor o mayor, satisfaciendo las necesidades térmicas del *chiller*.

Figura 27

Diagrama de bloques de E4 aplicada a las torres de enfriamiento.

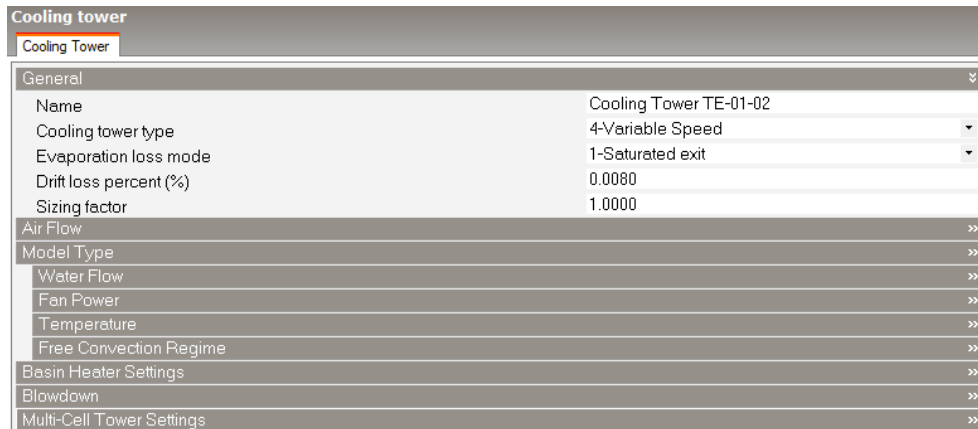


Nota: Elaboración propia.

Para tal fin, la Figura 28 muestra las configuraciones realizadas en el software para la operación variable de los ventiladores de las torres de enfriamiento.

Figura 28

Configuración de la torre de enfriamiento con variadores de frecuencia.



Nota: Elaboración propia.

3.5.4 Estrategia E4: Bombas secundarias de agua helada de velocidad variable.

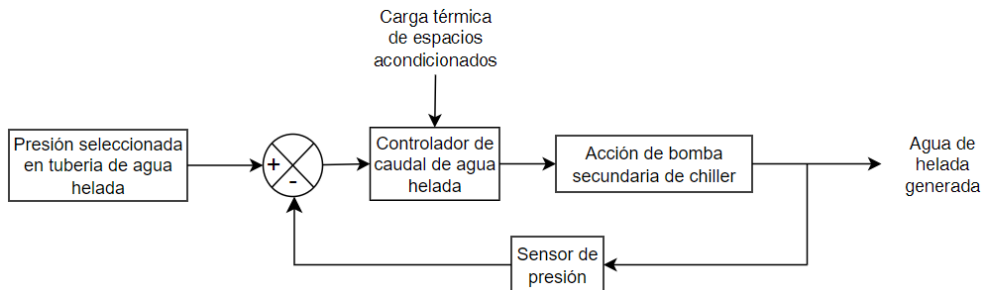
La última estrategia consideró nuevamente el uso de variadores para el control de los motores de las bombas secundarias del sistema de generación de agua helada (*chillers*). Estos dispositivos regulan la velocidad del motor, en consecuencia, modifican el caudal de agua, según la presión diferencial requerida que se debe alcanzar en la tubería de agua helada para enfriar los espacios (requerimiento de cargas térmicas). También, depende de cuan frío se desea tener los espacios del edificio ya que el agua helada es la que llega hacia cada unidad terminal. En primera instancia, el sistema consideraba bombas secundarias de velocidad constante que no permitían la aplicación de esta estrategia.

A continuación, la estrategia de control se representa como un diagrama de bloques que se muestra en la Figura 29. Este diagrama presenta un sistema de control de lazo cerrado cuya señal de entrada proviene de la presión seleccionada en la tubería de suministro de agua helada. Esta presión se ajusta por niveles a lo requerido en la tubería para el correcto desplazamiento del agua hacia todos los espacios climatizados. Esta señal es comparada con la generada por un sensor de presión ubicada en la tubería de retorno de agua helada hacia el *chiller*. La diferencia es la señal que ingresa al controlador en donde se acondiciona para que se accionen los motores de las bombas secundarias. De

acuerdo con la velocidad de giro del motor, el caudal de agua helada generada será menor o mayor, satisfaciendo las cargas térmicas del proyecto.

Figura 29

Diagrama de bloques de E5 aplicada a la bomba secundaria.



Nota: Elaboración propia.

Para tal fin, la Figura 30 muestra las configuraciones realizadas en el software para la operación variable de los motores de las bombas secundarias de los *chillers*.

Figura 30

Configuración de la bomba secundaria con variadores de frecuencia.

Pump	
General	
General	
Name	CHW Loop 2 Supply Pump BSRF 01-05
Type	2-Variable speed
Pump Settings	
Design power consumption (W)	120000.00
Design pump head (Pa)	431480.72
Design minimum flow rate (m3/s)	0.000000
Motor efficiency	0.90
Fraction of motor inefficiencies to fluid stream	0.00
Pump control type	2-Intermittent
Part Load Performance	
<input checked="" type="checkbox"/> Performance curve template	Pump Part-Load Power Default Variabl
Pump Coefficients	>>

Nota: Elaboración propia.

3.6 Selección de sensores, controladores y actuadores

Tal como se describió cada estrategia, su implementación involucraba el uso de ciertos dispositivos entre sensores y controladores. La cantidad y tipo de cada uno de estos dependía de los parámetros a medirse y de su compatibilidad con los equipos planteados en el diseño inicial del proyecto, específicamente de los sistemas eléctricos y de HVAC.

Para la estrategia E1 (cambio de *setpoint* y *setback*) no se requirió de ningún dispositivo adicional. La solución se ejecutó con la modificación de los rangos térmicos en los termostatos locales o centralizados de cada equipo de aire acondicionado. Es por eso que se tomó como implementación parte del modelo de la línea base M1.

Para la estrategia E2 (uso de sensores de CO₂) se consideraron dos clases de sensores: sensores de CO₂ de la marca Carel y modelo DPWQ502000 a ubicarse en las circulaciones principales del proyecto, y sensores de velocidad de aire de la marca E+E y modelo EE650 aplicados en las salidas de aire de cada UMA. Así mismo, se requirió de controladores de la marca Schneider Electric y modelo SmartX AS-B Server que integran todas las señales digitales provenientes de los sensores, las acondicionan y producen señales analógicas de salida hacia los actuadores. En efecto, estos últimos dispositivos considerados fueron variadores de frecuencia de la marca Danfoss y modelo VLT HVAC Basic Drive FC 101 30kW para el control de los motores de los ventiladores de las UMAS.

Para la estrategia E3 (torres de enfriamiento de velocidad variable) se requirió dos tipos de sensores: sensores de temperatura o termocuplas de la marca Carel y modelo PT100 instalados en las tuberías de retorno de agua de condensación, y sensores de velocidad de aire de la marca E+E y modelo EE650 aplicados en la salida de aire de los ventiladores al interior de cada torre de enfriamiento. Además, se consideraron controladores de la marca Carel y modelo IR33B7HR20 que integran las señales digitales provenientes de los sensores, las acondicionan y generan las señales analógicas de salida necesarias para los variadores de frecuencia. En efecto, este último fue considerado de la marca Danfoss y modelo VLT HVAC Basic Drive FC 101 75kW que generaba la señal de control para los motores de los ventiladores de las torres de enfriamiento.

Similar al anterior caso, para la estrategia E4 (bombas secundarias variables de agua helada) se necesitaron dos tipos de sensores: sensores de temperatura o termocuplas de la marca Carel y modelo PT100 instalados en las tuberías de retorno de agua helada, y sensores o transductores de presión de la marca Carel y modelo SPK2500000 aplicados en tuberías de suministro de agua helada. Por otro lado,

controladores de la marca Schneider Electric y modelo SmartX AS-B Server fueron considerados para la lectura y acondicionamiento de todas las señales de los sensores. Por último, se encuentran los variadores de frecuencia de la marca Danfoss y modelo VLT HVAC Basic Drive FC 101 30kW para ejecutar las acciones de control de los motores de las bombas secundarias de agua helada.

3.7 Consideraciones y resultados finales

3.7.1 Actualización de línea base

Los resultados de la simulación en el software de cada una de las estrategias fueron comparados con el modelo base M1. Esta nueva línea base se determinó a partir del modelo inicial M0 (descrito en la sección 3.4) con el agregado de la estrategia E1. Esta decisión se debe a que dicha estrategia no necesitaba de una implementación adicional, únicamente consideraba el cambio de parámetros operativos de los equipos. La Figura 31 evidencia los resultados obtenidos de la simulación del modelo base M1.

Figura 31

Consumo de energía total en kWh y horas de no cumplimiento de rangos térmicos del modelo base M1.

EAp2-6. Energy Use Summary

	Process Subtotal [kWh]	Total Energy Use [kWh]
Electricity	2767240.38	12868503.60
Natural Gas	0.00	0.00
Additional	0.00	0.00
Total	2767240.38	12868503.60

EAp2-2. Advisory Messages

	Data
Number of hours heating loads not met	0.00
Number of hours cooling loads not met	1154.17
Number of hours not met	1154.17

Nota: Elaboración propia.

Además, al comparar el resultado de la simulación del modelo inicial M0 (modelo sin E1) con el de la línea base M1, por un lado, resultaba en un ligero aumento de consumo energético que no se ajusta a las metas del presente estudio. Por el contrario, se observó una reducción del número de horas al año en que el proyecto no alcanzaba los rangos requeridos de confort térmico, vale decir, aumentaba el número de horas cuando la

temperatura al interior de cada uno de los espacios acondicionados en el modelo base M1 alcanzaba los *setpoints* o rangos térmicos establecidos a lo largo de un año de operación. La Tabla 9 presenta los resultados de ambos modelos.

Tabla 9

Comparación de resultados entre modelos M0 y M1

	Modelo inicial M0	Modelo base M1
Consumo de energía (kWh)	12,806,535.42	12,868,503.60
Horas fuera de confort	1167.17	1154.17

Nota: Elaboración propia.

De los resultados de la Tabla 9, se calculó un aumento de consumo de energía eléctrica de 61,968.13 kWh que representa el 0.48% del consumo de la línea base preliminar. Respecto a las horas fuera del rango de confort térmico, se redujeron en 13 horas. Sin embargo, de las 1154 horas reportadas, la totalidad corresponde a espacios técnicos (cuartos eléctricos y mecánicos) que habitualmente no son ocupados, las cuales están exentas del análisis de confort térmico (en contraparte, forman parte de un análisis térmico para la operatividad de los equipos la cual no es la finalidad de este trabajo). Esto a diferencia del modelo M0, que presentaba varias horas pertenecientes a espacios como oficinas, corredores y circulaciones principales. Este último resultado sopesó sobre el aumento de consumo energético puesto que el objetivo principal de todo sistema HVAC es mantener el confort térmico interior.

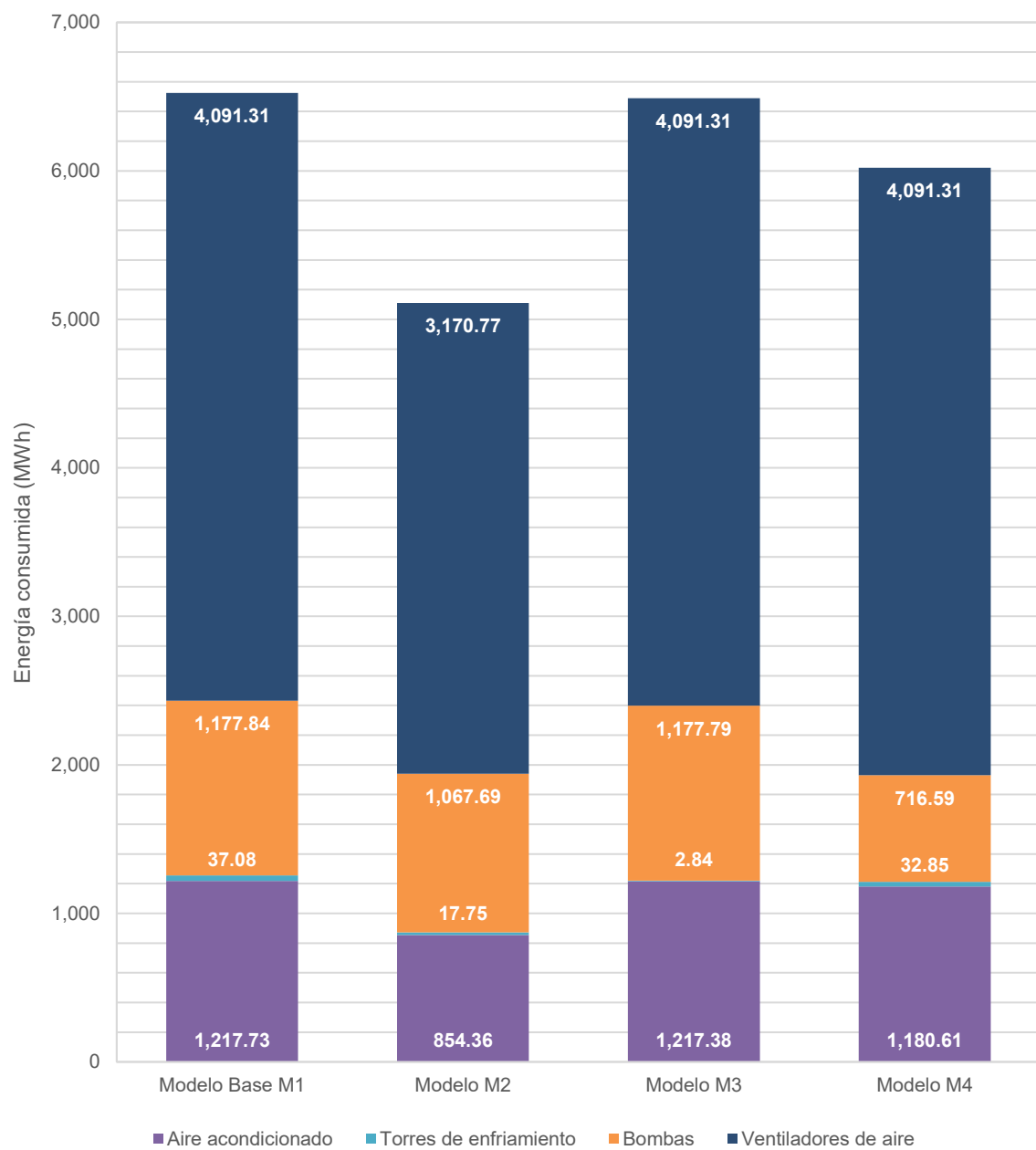
3.7.2 Resultados finales de simulación

Por otro lado, a continuación, se presenta la Figura 32 que muestra barras compiladas de los consumos de energía disgregado por cada uso final dentro del proyecto en cada uno de los escenarios estudiados según las estrategias consideradas. Tener en cuenta que solo se muestran los consumos de usos finales relacionados al sistema HVAC, y no los de otros sistemas como tomacorrientes e iluminación, ya que presentan un consumo constante a lo largo de las evaluaciones realizadas.

Para este primer análisis se consideró la implementación individual de cada estrategia sobre el modelo base M1. De esta forma se obtuvo el modelo M2 que es resultado de la implementación de la estrategia E2 a partir del modelo base M1, el modelo M3 es que es resultado de la implementación de la estrategia E3 a partir del modelo base M1 y el modelo M4 es que es resultado de la implementación de la estrategia E4 a partir del modelo base M1.

Figura 32

Resultados de consumo energético de los modelos M1 a M4.



Nota: Elaboración propia.

Así mismo, la simulación dio como resultado las horas fuera de confort térmico para cada uno de los modelos durante un año de análisis (8760 horas). La Tabla 10 refleja los resultados de los modelos base M1, M3 y M4 (que presentan un resultado idéntico) y la Tabla 11 muestra lo obtenido para el modelo M2.

Tabla 10

Espacios y horas fuera del rango de confort térmico de los modelos M1, M3 y M4.

Espacios	Horas fuera de confort (todo el día)	Horas fuera de confort (durante ocupación)
Cuarto de tableros del nivel +17.00	2738.67	1127.33
Grupo electrógeno del nivel +17.00	2177.50	938.67
Subestación 3 del nivel +17.00	2672.00	1086.50
Cuarto de transformadores del nivel +17.00	2038.33	883.00
	2757.17	1154.17

Nota: Elaboración propia.

Tabla 11

Espacios y horas fuera del rango de confort térmico del modelo M2.

Espacios	Horas fuera de confort (todo el día)	Horas fuera de confort (durante ocupación)
Circulación del nivel 0.00	789.00	751.67
Circulación del nivel +6.00	61.50	61.50
Circulación del nivel +11.50	1252.33	1252.33
Patio de comidas del nivel +11.50	316.33	255.83
Tiendas de circulación del nivel +11.50	1195.67	1046.67
Circulación del nivel -6.00	455.33	455.33
Subestación del nivel -6.00	75.67	75.67
Cuarto de tableros del nivel +17.00	2789.50	1148.83
Grupo electrógeno del nivel +17.00	2226.17	958.33
Subestación 3 del nivel +17.00	2737.67	1110.67
Cuarto de transformadores del nivel +17.00	2113.17	905.83
	2877.83	1714.67

Nota: Elaboración propia.

Capítulo IV. Resultados, contrastación de hipótesis y discusión de resultados

4.1 Discusión de resultados

A partir de la simulación y los resultados obtenidos mostrados en el capítulo anterior se realizaron tres tipos de análisis. El primero de consumo energético, el segundo de inversión económica y retorno del mismo, y el tercero de confort térmico.

4.1.1 Análisis de consumo energético

La Tabla 12 refleja los valores numéricos de los resultados de la simulación referentes a los consumos totales de energía del sistema HVAC completo por cada modelo y los porcentajes de ahorro en relación al modelo base M1. Estos datos se mostraron en la Figura 33 del capítulo anterior bajo un formato de barras apiladas.

Tabla 12

Resultados por usos finales de consumo energético de los modelos M1 a M4.

Consumo anual de energía (MWh)	Modelo base M1	Modelo M2	Modelo M3	Modelo M4
Aire acondicionado	1,217.73	854.36	1,217.38	1,180.61
Torres de enfriamiento	37.08	17.75	2.84	32.85
Bombas	1,177.84	1,067.69	1,177.79	716.59
Ventiladores de aire	4,091.31	3,170.77	4,091.31	4,091.31
Consumo total	6,523.96	5,110.58	6,489.31	6,021.35
Porcentaje estimado de ahorro de energía	---	21.66%	0.53%	7.70%

Nota: elaboración propia.

De dichos resultados, se infiere que el modelo M2 es el que menor consumo energético presenta, por ende, presenta el mayor porcentaje de ahorro, seguido por el modelo M4 y M3, en ese orden. Dicho modelo M2 es resultado de considerar la ventilación controlada por demanda mediante sensores de CO₂.

4.1.2 Análisis de costos y retorno de inversión

En primera instancia, se calculó la inversión inicial total para la implementación de cada estrategia de control. Las Tablas 13, 14 y 15 muestran dichos cálculos (en dólares americanos). Estas tablas reflejan los requerimientos en cuanto a tipos de dispositivos de control y cantidades descritas en el capítulo anterior.

Tabla 13

Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E2.

Cantidad	Dispositivo	Marca	Modelo	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
75	Sensor de dióxido de carbono	Carel	DPWQ502000	700	52,500
6	Sensor velocidad de aire	E+E	EE650	500	3000
6	Controlador	Schneider Electric	SmartX AS-B	2000	12,000
6	Variador de frecuencia	Danfoss	VLT HVAC basic drive FC 101 30 kW	2500	15,000
					82,500

Nota: Elaboración propia.

Tabla 14

Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E3.

Cantidad	Dispositivo	Marca	Modelo	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
2	Sensor de temperatura	Carel	PT100	80	160
2	Sensor velocidad de aire	E+E	EE650	500	1000
2	Controlador	Carel	IR33B7HR20	800	1600
2	Variador de frecuencia	Danfoss	VLT HVAC basic drive FC 101 75 kW	4500	9000
					11,760

Nota: Elaboración propia.

Tabla 15*Inversión unitaria y total inicial de la estrategia E4.*

Cantidad	Dispositivo	Marca	Modelo	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
3	Sensor de temperatura	Carel	PT100	80	240
5	Sensor de presión	Carel	SPK2500000	250	1250
1	Controlador	Schneider Electric	SmartX AS-B	2000	2000
5	Variador de frecuencia	Danfoss	VLT HVAC basic drive FC 101 30 kW	2500	12,500
					15,990

Nota: Elaboración propia.

Posteriormente, se analizó el costo de inversión inicial y el ahorro de dinero anual para calcular el tiempo de retorno de la inversión mediante la metodología del *payback* simple. Para dicho cálculo se consideró una tarifa mensual de costo energético de 0.3278 soles por kWh de energía eléctrica consumida de la red (con un tipo de cambio de 3.8 USD por cada 1 sol). Esto equivale a una tarifa de 0.086263 USD/kWh de energía ahorrada o evitada de ser consumida. La Tabla 16 muestra los principales parámetros y resultados de dicha metodología.

Tabla 16*Inversión, ahorro y retorno de inversión de cada estrategia.*

N°	Costo total inicial (USD)	Ahorro anual total		Ahorro mensual total		Retorno de inversión (ROI) por mes	Tiempo de ROI (meses)
		MWh	USD	kWh	USD		
E2	82,500	1413.38	121,922.75	117,781.79	10,160.23	12%	8.12
E3	11,760	34.64	2988.60	2887.09	249.05	2%	47.22
E4	15,990	502.60	43,356.37	41,883.82	3,613.03	22%	4.43

Nota: Elaboración propia.

De los resultados mostrados en la Tabla 16, se infiere que la estrategia E4 (considerada en el modelo M4) es la que menor tiempo de retorno de inversión presenta, por ende, el gasto inicial de su implementación se recupera más rápido que los otros casos, seguido por la estrategia E2 y E3, en ese orden.

4.1.3 Análisis de confort térmico

Por otro lado, se ha calculado el número de horas que la temperatura de los espacios está fuera del rango térmico considerado en el estudio (en general es de 22 a 26°C). La Tabla 17 refiere dichas horas, pero solo durante el horario cuando los espacios están ocupados. Es importante recalcar que existen más horas fuera de confort, pero estas corresponden a horarios cuando los espacios están sin ocupación, por tanto, no tienen mayor relevancia en este estudio que está enfocado en el análisis del confort humano.

Tabla 17

Número de horas y espacios fuera del rango de confort térmico durante ocupación.

Modelo	Horas fuera de confort térmico	Espacios fuera de confort térmico
Base M1	1154.17	Cuartos eléctricos
M2	1714.67	Cuartos eléctricos, circulaciones, patio de comidas.
M3	1154.17	Cuartos eléctricos
M4	1154.17	Cuartos eléctricos

Nota: Elaboración propia.

Se observa en la Tabla 17 que para los modelos base M1, M3 y M4 se tienen los mismos espacios y el mismo número de horas fuera de confort térmico. Estos espacios corresponden a cuartos eléctricos. Estos espacios no forman parte del presente trabajo puesto que no presentan ocupación de personas de forma regular. En consecuencia, se puede afirmar que, en dichos modelos, se alcanza el confort térmico en todos los espacios interiores durante todo un año de operación.

En contraparte, el modelo M2 presenta horas fuera de confort en circulaciones de todos los niveles del edificio, en las tiendas de circulación y en el patio de comidas. Dichos espacios si son ocupados por personas de forma regular.

Por tanto, se puede indicar que la estrategia E2 es la que presenta más horas fuera de confort. Mientras que las estrategias E2 y E3, alcanzan tal objetivo en todo momento.

4.1.4 Selección final de estrategias de control

Para la toma final de decisiones, se consideraron cada uno de los tres análisis mostrados. Los resultados más relevantes se resumen en la Tabla 18.

Tabla 18

Resultados importantes de cada análisis.

Modelo	Ahorro de energía	ROI	Tiempo ROI (meses)	¿Horas fuera de confort en espacios con personas?
M2	21.66%	12%	8.12	Si
M3	0.53%	2%	47.22	No
M4	7.7%	22%	4.43	No

Nota: Elaboración propia.

Se observa que todos los resultados tienen impacto positivo para el proyecto, esto es permiten alcanzar los objetivos de ahorro energético y confort térmico, a excepción de uno para el modelo M2 (no alcanza confort térmico en ciertos espacios).

Con esto, en primera instancia se decidió implementar solo la estrategia E4 (del modelo M4) por ser la que presenta mayor ahorro energético y menor tiempo de retorno comparado con E3. Es más, este último modelo presenta el mayor tiempo de retorno con el menor ahorro energético dentro de las tres alternativas.

Sin embargo, bajo un análisis más profundo, se decidió considerar la estrategia E2 a pesar de la observación mencionada anteriormente. Esto se debió a que el total de horas fuera de confort térmico (que está alrededor de 1000 horas) puede ser levantado considerando un *setpoint* de temperatura del aire de 27°C en verano, que es 1°C mayor al considerado para el modelado, ya que es permitido por el análisis de confort adaptativo realizado en el capítulo anterior. Justamente, en dichos meses es donde no se alcanza el confort térmico debido a las altas temperaturas del exterior, más aún, considerando que las circulaciones son zonas con una sola masa térmica grande.

4.2 Contrastación de hipótesis

4.2.1 Contrastación de hipótesis general

- Hipótesis nula (H_0): Un adecuado diseño de estrategias de control reduce el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales, cumpliendo con las condiciones de confort térmico adaptativo según el estándar 55-2010 de ASHRAE.
- Hipótesis alternativa (H_1): Un adecuado diseño de estrategias de control no reduce el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales, cumpliendo con las condiciones de confort térmico adaptativo según el estándar 55-2010 de ASHRAE.

De acuerdo a los resultados mostrados en el apartado anterior, a partir de la comparación entre todos los modelos desarrollados, uno con el diseño tradicional y los otros considerando las estrategias de control basadas en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para los sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica, se obtuvo un potencial ahorro de 30%. Dado que este valor es significativo, se aprueba la hipótesis nula.

4.2.2 Contrastación de hipótesis específica 1

- Hipótesis nula (H_0): Es posible reducir el consumo de energía del modelo base del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales aplicando la estrategia de control de ventilación controlada por demanda (DCV).
- Hipótesis alternativa (H_1): No es posible reducir el consumo de energía del modelo base del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales aplicando la estrategia de control de ventilación controlada por demanda (DCV).

De acuerdo a los resultados mostrados en el apartado anterior, a partir de la comparación entre todos los modelos desarrollados, se observa que el modelo M2, que representa la estrategia de ventilación controlada por demanda mediante sensores de CO_2 , genera el mayor porcentaje de ahorro de 21.66%. Dado que este valor es significativo, se aprueba la hipótesis nula.

4.2.3 Contrastación de hipótesis específica 2

- Hipótesis nula (H0): Se proyecta un tiempo de retorno de inversión para las implementaciones de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica inferior a los 10 años.
- Hipótesis alternativa (H1): Se proyecta un tiempo de retorno de inversión para las implementaciones de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica no inferior a los 10 años.

De acuerdo a los resultados mostrados en el apartado anterior, el tiempo de retorno de inversión (ROI) es menor a 10 años, incluso menor a 5 años a partir de su implementación.

Dado que este valor es significativo, se aprueba la hipótesis nula.

4.2.4 Contrastación de hipótesis específica 3

- Hipótesis nula (H0): La aplicación de estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales influyen positivamente en alcanzar el confort térmico al interior del mismo.
- Hipótesis alternativa (H1): La aplicación de estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales influyen negativamente en alcanzar el confort térmico al interior del mismo.

De acuerdo a los resultados mostrados en el capítulo anterior, en primera instancia se presentaban espacios ocupados con un número reducido (pero no nulo) de horas fuera de confort térmico, no obstante, esto se solucionó con el cambio del *setpoint* térmico en los meses de verano. Esto implica que las estrategias no perturban, al contrario, aportan positivamente en alcanzar dicho estado de confort. Por tanto, se aprueba la hipótesis nula.

Conclusiones

A partir de lo indicado en el desarrollo del presente trabajo de investigación sobre el consumo energético y el confort térmico alcanzado en cada uno de los modelos que integran las estrategias de control, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- La implementación de las estrategias E1 (cambio de *setpoint* y *setback*), E2 (uso de sensores de dióxido de carbono) y E4 (bombas secundarias de agua helada de velocidad variable), que fueron diseñadas en base a los lineamientos del estándar 90.1-2010 de ASHRAE, redujeron el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales alrededor de un 30% respecto a un sistema base sin dichas consideraciones. En particular, la estrategia E2 genera un 21.66% de ahorro energético, mientras que la E4 aporta un 7.7% de reducción.
- El tiempo de retorno de inversión (tiempo ROI) de la implementación conjunta de las estrategias E1, E2 y E4 es menor a 5 años. Precisamente, la estrategia E1 no requiere una inversión económica, la estrategia E2 presenta un tiempo ROI de 8 meses y la estrategia E4, de 4 meses. Para proyectos de inversión sobre sistema HVAC, este tiempo resulta adecuado.
- Respecto al confort térmico al interior de los espacios del proyecto, en todos los casos los resultados alcanzaron temperaturas dentro del rango térmico establecido mediando el criterio del 80% de aceptabilidad de ASHRAE 55-2010, con excepción de la estrategia E2, cuya implementación presentaba horas fuera de confort. Para su levantamiento, se decidió aumentar el *setpoint* en 1°C durante los meses de verano lo cual era válido por el análisis de confort térmico adaptativo realizado. Por tanto, la implementación conjunta de las estrategias E1, E2 y E4 tienen una influencia positiva en el confort térmico percibido.

Recomendaciones

Las siguientes líneas presentan algunas recomendaciones que podrían tenerse en cuenta para el desarrollo de futuros trabajos de investigación afines al presente:

- Analizar el consumo de energía del sistema HVAC completo una vez que todos los locatarios (de tiendas comerciales, supermercados, cines, entre otros) hayan realizado sus implementaciones. Diferenciar entre los equipos conectados a la planta centralizada del proyecto con los que son totalmente independientes de este.
- Realizar mediciones particulares del sistema HVAC una vez sea implementado todo lo considerado en el presente trabajo de investigación, para obtener resultados reales de consumo energético. Comparar dichos resultados y estudiar que otros parámetros impactan en la operación y consumo energético de tal sistema.
- Implementar un sistema de medición de parámetros meteorológicos en la misma ubicación del proyecto y afinar los *setpoints* de temperatura para la selección de un rango de confort térmico más ajustado. Comparar las mediciones reales con lo indicado por SENAMHI.
- Incluir otros sistemas, distintos al de HVAC, en el estudio energético y proponer estrategias de control para estos equipos en base al estándar 90.1-2010 de ASHRAE. Tener en cuenta que todos los equipos que consumen energía y generan calor impactan en las cargas térmicas de los espacios, por tanto, en el sistema HVAC.

Referencias bibliográficas

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2024). *ASHRAE and Industry History*. <https://www.ashrae.org/about/mission-and-vision/ashrae-industry-history>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2010). *ANSI/ASHRAE/IES 90.1-2010: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. ASHRAE STANDARDS AND GUIDELINES. <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/read-only-versions-of-ashrae-standards>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2022). *ANSI/ASHRAE 62.1-2022: Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality*. ASHRAE STANDARDS AND GUIDELINES. <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/read-only-versions-of-ashrae-standards>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. (2023). *ANSI/ASHRAE 55-2023: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. ASHRAE STANDARDS AND GUIDELINES. <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/read-only-versions-of-ashrae-standards>
- Asociación de Centros Comerciales y de Entretenimiento del Perú. (2022). *LOS CENTROS COMERCIALES EN EL PERÚ: Oportunidades de Inversión 2022*. www.accep.org.pe
- Ávila, J. A. (2017). *Diseño de estrategias de control para HVAC con sistemas de inyección basados en volumen de aire variable (VAV)*. Universidad de Concepción.
- Bhagwat, A., Teli, S., Gunaki, P., & Majali, V. (2015). Review Paper on Energy Efficiency Technologies for Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC). *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 6(12), 106–116. <http://www.ijser.org>
- Bhatia, A. (2014). *HVAC - Demand Control Ventilation*. CreateSpace Independent Publishing Platform. www.PDHcenter.com

- Choque, J. C. L., & Encalada, J. M. (2020). *Diseño de un sistema de control y supervisión para unidades de tratamiento de aire en sistemas de climatización aplicando control difuso*.
- Curto, D., Franzitta, V., Longo, S., Montana, F., & Riva Sanseverino, E. (2019). Investigating energy saving potential in a big shopping center through ventilation control. *Sustainable Cities and Society*, 49. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101525>
- Daly, D. (2015). *Improving energy efficiency in lower quality commercial buildings: Simulation, retrofit optimisation and uncertainty Simulation, retrofit optimisation and uncertainty* [University of Wollongong]. <https://ro.uow.edu.au/theses>
- De la Cruz, R., Salazar, C., & Santos, W. (2021). *Informe de Resultados. Consumo y Usos de Electricidad 2019-2020*. <https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/2691020/ERCUE%20Electricidad%202019-2020.pdf?v=1641491138>
- Dong, Y., Coleman, M., & Miller, S. A. (2021). Greenhouse Gas Emissions from Air Conditioning and Refrigeration Service Expansion in Developing Countries. *Annual Review of Environment and Resources*, 46(46), 59–83. <https://doi.org/10.1146/annurev-environ-012220-034103>
- Efeoma, M. O., & Uduku, O. (2014). Assessing thermal comfort and energy efficiency in tropical African offices using the adaptive approach. *Structural Survey*, 32(5), 396–412. <https://doi.org/10.1108/SS-03-2014-0015>
- EN 16798-1:2020 Eficiencia energética de los edificios - Ventilación de los edificios (2020). <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma?c=N0063261>
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Inc.
- Figuroa, M. O. (2020). *Diseño del sistema de aire acondicionado automatizado para un edificio corporativo*. Universidad Ricardo Palma.
- Floyd, T. L. (2007). *Principios de circuitos eléctricos* (8va ed.). www.pearsoneducacion.net/floyd

- Humphreys, M. (1976). Field Studies of Thermal Comfort Compared and Applied. *Building Services Engineer*, 44, 5–27. [https://doi.org/doi.org/10.1016/0003-6870\(76\)90104-6](https://doi.org/doi.org/10.1016/0003-6870(76)90104-6)
- ISO 7730:2005 - Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria (2005). <https://www.iso.org/standard/39155.html>
- Liu, B., Rosenberg, M., & Athalye, R. (2018). National impact of ANSI/ASHRAE/IES standard 90.1-2016. *2018 Building Performance Analysis Conference and SimBuild co-organized by ASHRAE and IBPSA-USA*, 45–52.
- Lu, X., Pang, Z., Fu, Y., & O'Neill, Z. (2022). Advances in research and applications of CO₂-based demand-controlled ventilation in commercial buildings: A critical review of control strategies and performance evaluation. En *Building and Environment* (Vol. 223). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109455>
- McDowall, R., & Montgomery, R. (2010). *Fundamentals of HVAC Control*. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- Mckoy, D. Q. R., Tesiero, R. C., Acquaah, Y. T., & Gokaraju, B. (2023). Review of HVAC Systems History and Future Applications. *Energies*, 16(17). <https://doi.org/10.3390/en16176109>
- Ministerio de Economía y Finanzas. (2021). *Nota técnica para el uso del precio social del carbono en la evaluación social de proyectos de inversión*. <https://www.mef.gob.pe/>
- Ministerio de Energía y Minas. (2023). *Guía de Orientación del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnóstico Energético: GRANDES ALMACENES*.
- Ministerio de Vivienda Construcción y Saneamiento. (2021). *Reglamento Nacional de Edificaciones - RNE*. <https://www.gob.pe/institucion/vivienda/informes-publicaciones/2309793-reglamento-nacional-de-edificaciones-rne>
- Miranda, Á. L., & Domenech, Á. (2013). *ABC del aire acondicionado* (Alfaomega Grupo Editor, Ed.; 1st ed.).
- Mogollón-Vilca, P. (2016). *Modelación y control avanzado de un sistema de aire acondicionado para ahorro de consumo energético*. Universidad de Piura.

- Morton, D. L. (2002). Reviewing the history of electric power and electrification. *Endeavour*, 26(2), 60–63. [https://doi.org/10.1016/S0160-9327\(02\)01422-9](https://doi.org/10.1016/S0160-9327(02)01422-9)
- Naciones Unidas. (2018). *La Agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible: Una oportunidad para América Latina y el Caribe* (3a ed.). Naciones Unidas. <https://repositorio.cepal.org/handle/11362/40155>
- Petersen, J. B. (2020). *Energy-efficient control of shopping center HVAC* [Aalborg Universitet]. <https://doi.org/10.5278/vbn.phd.tech.00057>
- Singh, M. K., Mahapatra, S., & Teller, J. (2015). Development of thermal comfort models for various climatic zones of North-East India. *Sustainable Cities and Society*, 14(1), 133–145. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2014.08.011>
- TSI. (2023). *Indoor Air Quality Handbook: A Practical Guide to Indoor Air Quality Investigations*.
- Tumala, M. M., Salisu, A., & Nmadu, Y. B. (2023). Climate change and fossil fuel prices: A GARCH-MIDAS analysis. *Energy Economics*, 124. <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2023.106792>
- United States Department of Energy. (2024). *Commercial and Residential Building Energy Codes*. <https://www.energycodes.gov/commercial-and-residential-building-energy-codes>
- United States Environmental Protection Agency. (2024). *U.S. Energy Use Intensity by Property Type*. <http://www.eia.gov/consumption/commercial/>
- Vedavarz, Ali., Kumar, Sunil., & Hussain, M. Iqbal. (2007). *HVAC: handbook of heating, ventilation and air conditioning for design implementation*. Industrial Press.
- Yao, R., Zhang, S., Du, C., Schweiker, M., Hodder, S., Olesen, B. W., Toftum, J., Romana d'Ambrosio, F., Gebhardt, H., Zhou, S., Yuan, F., & Li, B. (2022). Evolution and performance analysis of adaptive thermal comfort models – A comprehensive literature review. *Building and Environment*, 217. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109020>

Anexos

Anexo A:	Matriz de consistencia	74
Anexo B:	Características técnicas de los equipos del sistema HVAC	76
Anexo C:	Secuencia de operaciones de los equipos del sistema HVAC	89
Anexo D:	Directivas de control dictadas por el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para sistemas HVAC	91

Anexo A: Matriz de consistencia

Problemas	Objetivos	Hipótesis	Variables	Indicadores	Metodología
Problema general	Objetivo general	Hipótesis general	V. Dependiente		
¿Qué factores conllevan a un elevado consumo de energético en los sistemas de aire acondicionado y ventilación de centros comerciales?	Diseñar estrategias de control para reducir el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales.	Un adecuado diseño de estrategias de control reduce el consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales, cumpliendo con las condiciones de confort térmico adaptativo según el estándar 55-2010 de ASHRAE.	Consumo energético de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales	• Setpoints (°C) de temperatura de los ambientes	<p>Enfoque: Aplicado debido a que la variable independiente se desarrollará basándose en los lineamientos expuestos en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE</p> <p>Alcance: Correlacional ya que analizará la relación existente entre los indicadores de la variable independiente al implementarse estrategias de control con el consumo energético</p>

Problemas específicos	Objetivos específicos	Hipótesis específicas	V. Independiente	Diseño: No experimental y transversal debido a que se diseñaron estrategias de control de acuerdo a los datos de documentos técnicos en un único momento y se realizó una simulación computacional del proyecto con dichas estrategias para corroborar las hipótesis
<ul style="list-style-type: none"> • ¿Qué estrategia de control basada en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE genera el mayor ahorro energético en sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales? 	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar la estrategia de control basada en el estándar 90.1-2010 de ASHRAE que genera el mayor ahorro energético en sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Es posible reducir el consumo de energía del modelo base del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales aplicando la estrategia de control de ventilación controlada por demanda (DCV). 	<ul style="list-style-type: none"> • Concentraciones (ppm) de dióxido de carbono (CO₂) de los ambientes 	<p>Técnicas e instrumentos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tabla de secuencia de operaciones del sistema HVAC • Información de planos y documentos técnicos de diseño
<ul style="list-style-type: none"> • ¿Cuál es el tiempo de retorno de inversión de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales? 	<ul style="list-style-type: none"> • Calcular el tiempo de retorno de inversión de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Se proyecta un tiempo de retorno de inversión para las implementaciones de las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica inferior a los 10 años. 	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura (°C) de agua de condensación • Presión diferencial (Pa) en tubería de agua helada 	
<ul style="list-style-type: none"> • ¿De qué manera influyen las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales en el confort térmico interior del mismo? 	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar la manera en que influyen las estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales en el confort térmico interior del mismo. 	<ul style="list-style-type: none"> • La aplicación de estrategias de control de sistemas de aire acondicionado y ventilación mecánica en centros comerciales influyen positivamente en alcanzar el confort térmico al interior del mismo. 		

Nota: Elaboración propia

Anexo B: Características técnicas de los equipos del sistema HVAC

Características técnicas de los chillers.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Capacidad de enfriamiento (TR)	Flujo de agua helada (m ³ /h)	Flujo de agua de condensación (m ³ /h)	Potencia eléctrica (kW)	EER (W/W)	IPLV (W/W)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)
CH-1	Chiller 1	Trane	CVHF0650	650	246.0	441.0	344.0	6.64	8.2	380/3/60
CH-2	Chiller 2	Trane	CVHF0650	650	246.0	441.0	344.0	6.66	8.2	380/3/60
CH-3	Chiller 3	Trane	RTHDC2D3E3	300	132.0	221.0	170.0	6.21	7.36	380/3/60

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de las torres de enfriamiento.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Temperatura de bulbo seco / Ingreso (°C)	Temperatura de bulbo seco / Salida (°C)	Temperatura de bulbo húmedo (°C)	Flujo de agua (m ³ /h)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)
TE-1	Torre de enfriamiento 1	Mesan	MFD-L04-22-3	35	29.5	24.5	534	67	380/3/60
TE-2	Torre de enfriamiento 2	Mesan	MFD-L04-22-3	35	29.5	24.5	534	67	380/3/60

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de las bombas.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de agua (m³/h)	Caída de presión (m.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (V/F/Hz)
BPRF-01	B. Primaria 1 de CH-1	Grundfos	NK 125-200/176-154 EUP A1F2BE-SBAQE	246.00	9.00	15	380/3/60
BPRF-02	B. Primaria 2 de CH-1,2 (stand-by*)	Grundfos	NK 125-200/176-154 EUP A1F2BE-SBAQE	246.00	9.00	15	380/3/60
BPRF-03	B. Primaria 3 de CH-2	Grundfos	NK 125-200/176-154 EUP A1F2BE-SBAQE	246.00	9.00	15	380/3/60
BPRF-04	B. Primaria 4 de CH-3	Grundfos	NK 100-160/153 EUP A1F2BE-SBAQE	132.40	4.00	5.5	380/3/60
BPRF-05	B. Primaria 5 de CH-3 (stand-by*)	Grundfos	NK 100-160/153 EUP A1F2BE-SBAQE	132.40	4.00	5.5	380/3/60
BSRF-01	B. Secundaria 1 de CH-1	Grundfos	NK 80-315/314 A1F2BE-SBAQE	155.90	44.00	30	380/3/60
BSRF-02	B. Secundaria 2 de CH-1,2 (stand-by*)	Grundfos	NK 80-315/314 A1F2BE-SBAQE	155.90	44.00	30	380/3/60
BSRF-03	B. Secundaria 3 de CH-2	Grundfos	NK 80-315/314 A1F2BE-SBAQE	155.90	44.00	30	380/3/60
BSRF-04	B. Secundaria 4 de CH-3	Grundfos	NK 80-315/314 A1F2BE-SBAQE	155.90	44.00	30	380/3/60
BSRF-05	B. Secundaria 5 de CH-3 (stand-by*)	Grundfos	NK 80-315/314 A1F2BE-SBAQE	155.90	44.00	30	380/3/60
BCOND-01	B. Condensación 1 de CH-1	Grundfos	NK 150-250/226-224 EUP A1F1BE-SBAQE	441.80	15.00	30	380/3/60
BCOND-02	B. Condensación 2 de <i>Chiller</i> 1, 2 (stand-by*)	Grundfos	NK 150-250/226-224 EUP A1F1BE-SBAQE	441.80	15.00	30	380/3/60
BCOND-03	B. Condensación 3 de CH-2	Grundfos	NK 150-250/226-224 EUP A1F1BE-SBAQE	441.80	15.00	30	380/3/60
BCOND-04	B. Condensación 4 de CH-3	Grundfos	NK 125-200/200 EUP A1F2BE-SBAQE	222.00	15.00	15	380/3/60
BCOND-05	B. Condensación 5 de CH-3 (stand-by*)	Grundfos	NK 125-200/200 EUP A1F2BE-SBAQE	222.00	15.00	15	380/3/60

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de las Unidades Manejadoras de Aire.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Capacidad de enfriamiento (kcal/h)	Flujo de aire (m³/h)	Flujo de aire fresco (m³/h)	Presión estática (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)
UMA-1	Unidad manejadora de aire para áreas comunes del 1er piso	Trane	CLCPeuro 50mm	309,091	43,541	15,028	35	30.0	380/3/60
UMA-2	Unidad manejadora de aire para áreas comunes del 2do piso	Trane	CLCPeuro 50mm	309,091	43,541	15,028	35	30.0	380/3/60
UMA-3	Unidad manejadora de aire para áreas comunes del 3er piso	Trane	CLCPeuro 50mm	355,610	53,366	17,306	35	30.0	380/3/60
UMA-4	Unidad manejadora de aire para áreas comunes del 4to piso	Trane	CLCPeuro 50mm	372,810	52,357	18,598	35	30.0	380/3/60
UMA-5	Unidad manejadora de aire para patio de comidas	Trane	CLCPeuro 50mm	256,959	51,000	22,000	35	30.0	380/3/60
UMA-6	Unidad manejadora de aire para patio de comidas	Trane	CLCPeuro 50mm	256,959	51,000	22,000	35	30.0	380/3/60

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los equipos tipo fan-coil.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Capacidad de enfriamiento (kcal/h)	Flujo de agua (L/h)	Flujo de aire (m³/h)	Presión estática (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (W)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
FC-01	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-600	4,644	580	240	5	40	220/1/60	Asistente de clientes / Nivel +11.50
FC-02	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-400	2,752	165	165	5	28	220/1/60	Oficina subgerente / Nivel +11.50
FC-03	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	6,020	290	290	5	50	220/1/60	Recepción / Nivel +11.50
FC-04	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-400	2,150	120	120	5	15	220/1/60	Jefe servicios / Nivel +11.50
FC-05	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-400	2,150	120	120	5	15	220/1/60	Oficina del jefe / Nivel +11.50
FC-06	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	6,020	290	290	5	50	220/1/60	Pool de ejecutivos / Nivel +11.50
FC-07	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	6,020	290	290	5	50	220/1/60	Sala de espera / Nivel +11.50
FC-08	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	6,020	290	290	5	50	220/1/60	Sala de reuniones / Nivel +11.50
FC-09	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	5,361	500	500	5	65	220/1/60	Pool de ejecutivos / Nivel +11.50
FC-10	Fan-coil (solo frio)	Midea	MKT3H-800	5,361	500	500	5	65	220/1/60	Estar / Nivel +11.50

Código	Descripción	Marca	Modelo	Capacidad de enfriamiento (kcal/h)	Flujo de agua (L/h)	Flujo de aire (m³/h)	Presión estática (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (W)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
FC-11	Fan-coil (solo frío)	Midea	MKT3H-800	5,361	500	500	5	65	220/1/60	Estar / Nivel +11.50
FC-12	Fan-coil (solo frío)	Midea	MKT3H-800	5,361	500	500	5	65	220/1/60	Estar / Nivel +11.50
FC-13	Fan-coil (solo frío)	Midea	MKT3H-800	5,361	500	500	5	65	220/1/60	Estar / Nivel +11.50
FC-14	Fan-coil (solo frío)	Midea	MKT3H-400	2,752	165	165	5	28	220/1/60	Oficina de cuarto de control / Nivel +6.00
FC-15	Fan-coil (solo frío)	Midea	MKT3H-400	2,752	165	165	5	28	220/1/60	Oficina de cuarto de control / Nivel +6.00

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los equipos de expansión directa.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Capacidad de enfriamiento (kcal/h)	Flujo de aire (m³/h)	Presión estática (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (W)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
SPLIT/COND-1	Split decorativo	Daikin	FTKS24AXVVLW / RKS24AXVL	5,361	1,750	5	2700	220/1/60	Cuarto de control / Nivel +6.00 y +11.50
SPLIT/COND-2	Split decorativo	Daikin	FTKS24AXVVLW / RKS24AXVL	5,361	1,750	5	2700	220/1/60	Cuarto de control / Nivel +6.00 y +11.50

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los inyectores de aire fresco.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VIN-OF	Inyector en gabinete	S&P	DAB-7/7-0.5HP/4-1400RPM	1400	8	0.55	220/1/60	Oficinas de nivel +11.50 / Nivel +17.00
VIN-CC	Inyector en gabinete	S&P	DAB-7/7-0.5HP/4-1500RPM	500	12	0.5	380/3/60	Cuarto de control de nivel +6.00 / Nivel +17.00

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los extractores de apoyo de UMA.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX H1	Extractor en gabinete	S&P	BSP-900	43,541	25	19	380/3/60	Apoyo a UMA-1 / Nivel +17.00
VEX H2	Extractor en gabinete	S&P	BSP-900	43,541	25	19	380/3/60	Apoyo a UMA-2 / Nivel +17.00
VEX H3	Extractor en gabinete	S&P	BSP-1000	53,366	25	22	380/3/60	Apoyo a UMA-3 / Nivel +17.00
VEX H4	Extractor en gabinete	S&P	BSP-1000	52,357	25	22	380/3/60	Apoyo a UMA-4 / Nivel +17.00
VEX H5	Extractor en gabinete	S&P	BSP-1000	51,000	25	22	380/3/60	Apoyo a UMA-5 / Nivel +17.00
VEX H6	Extractor en gabinete	S&P	BSP-1000	51,000	25	22	380/3/60	Apoyo a UMA-6 / Nivel +17.00

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los extractores de espacios técnicos y áreas comunes.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX B1	Extractor	S&P	DAB-36/36-15HP/4-275RPM	49,471	15	15	380/3/60	SSHH de nivel 0.00 y +6.00 / Nivel +17.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX B2	Extractor	S&P	DAB-18/18-2HP/4-550RPM	10,225	10	2.2	380/3/60	SSHH de nivel +11.50 / Nivel +17.00
VEX B3	Extractor	S&P	DAB-18/18-2HP/4-550RPM	9,690	12	2.2	380/3/60	SSHH de nivel +11.50 / Nivel +17.00
VEX OF	Extractor	S&P	CCK-9/9-0.5HP/4-975RPM	1,800	7	0.56	220/1/60	SSHH de oficinas de nivel +11.50 / Cubierta
VEX-CC	Extractor en línea	S&P	5211300800 - TD-500/150	500	6	0.2	220/1/60	SSHH de cuarto de control / Nivel +6.00
VEX-6-SSHH	Extractor en gabinete	S&P	DAB-18/18-5HP/4-650RPM	12,722	15	4	380/3/60	SSHH de nivel -6.00 / Nivel +17.00
VEX-9.5	Extractor en línea	S&P	5TD-800 - TD-800/200	510	4	0.1	380/3/60	SSHH / Nivel -9.00
VEX-9.6	Extractor en línea	S&P	5TD-800 - TD-800/200	510	4	0.1	380/3/60	SSHH / Nivel -9.00
VEX-6.4	Extractor en línea	S&P	5TD-800 - TD-800/200	510	4	0.1	380/3/60	SSHH / Nivel -6.00
VIN S1	Inyector en gabinete	S&P	DAB-18/18-5HP/4-725RPM	12,276	10	5.5	380/3/60	Cuarto técnico de nivel 0.00, +6.00, +11.50 / Nivel +17.00
VEX S1	Extractor en gabinete	S&P	DAB-18/18-3HP/4-575RPM	12,276	8	3	380/3/60	Cuarto técnico de nivel 0.00, +6.00, +11.50 / Nivel +17.00
VIN 6-SE	Inyector en gabinete	S&P	CCK-12/12-2HP/4-900RPM	4,150	22	1.5	380/3/60	Subestación eléctrica / Nivel 0.00
VEX 6-SE	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-1.5HP/4-900RPM	4,150	6	0.75	380/3/60	Subestación eléctrica / Nivel 0.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX ST	Extractor en gabinete	S&P	CCK-10/10-1HP/4-1000RPM	2,960	12	0.55	380/3/60	Cuarto de tableros de nivel +17.00 / Cubierta
VEX STC	Extractor en gabinete	S&P	CCK-9/9-0.5HP/4-1000RP	1,512	12	0.3	380/3/60	Subestación eléctrica de nivel +17.00 / Cubierta
VEX SECC	Extractor en gabinete	S&P	CCK-10/10-1HP/4-1000RPM	2,960	12	0.55	380/3/60	Subestación eléctrica de nivel +17.00 / Cubierta
VEX SEHVAC	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-1.5HP/4-800RPM	4,800	12	0.75	380/3/60	Cuarto de tableros de nivel +17.00 / Cubierta
VEX S4	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-0.75HP/4-575RPM	3,080	5	0.55	380/3/60	Subestación eléctrica de nivel +42.50 / Nivel +46.00
VIN S4	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-0.75HP/4-800RPM	3,080	5	1.1	380/3/60	Subestación eléctrica de nivel +42.50 / Nivel +46.00
VEX-12.SB	Extractor	S&P	DAB-18/18-2HP/4-400RPM	7,110	6	1.1	380/3/60	Sala de bombas / Nivel -14.00
VIN-12.SB	Inyector	S&P	DAB-18/18-2HP/4-400RPM	7,110	6	1.1	380/3/60	Sala de bombas / Nivel -14.00
VEX-S.Tableros	Extractor axial	S&P	5HXT-400/28-HXT-400H-1/4HP	2,000	14	0.75	380/3/60	Cuarto de tableros / Nivel -6.00
VEX-Subestación	Extractor axial	S&P	5HXT-500/20-HXT-500L-1/2HP	6,000	20	1.5	380/3/60	Subestación eléctrica / Nivel -6.00
VEX CG-1	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-0.75HP/4-625RPM	3,500	6	0.55	220/1/60	Cuarto de grasa / Nivel -9.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VIN CG-1	Inyector en gabinete	S&P	CCK-12/12-0.75HP/4-775RPM	3,500	9	0.55	220/1/60	Cuarto de grasa / Nivel -9.00
VEX CG-2	Extractor en gabinete	S&P	CCK-12/12-1.5HP/4-900RPM	5,003	12	0.75	220/1/60	Cuarto de grasa / Nivel -9.00
VIN CG-2	Inyector en gabinete	S&P	CCK-15/15-1.5HP/4-775RPM	5,003	18	0.75	220/1/60	Cuarto de grasa / Nivel -9.00
VEX CB1	Inyector en gabinete	S&P	CCK-15/15-1.5HP/4-775RPM	5,003	18	0.75	220/1/60	Cuarto de basura / Nivel 0.00

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de extractores de monóxido de carbono.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX-9.3	Extractor	S&P	DAB-30/28-7.5HP/4-375RPM	32,680	20	7.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.2	Extractor	S&P	BDB-I1000-10HP/4-550RPM	50,995	20	15	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.1	Extractor	S&P	DAB-30/28-10HP/4-400RPM	32,680	24	7.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.4	Extractor	S&P	DAB-18/18-5HP/4-825RPM	12,342	36	5.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.7	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VEX-9.8	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.9	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.10	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.11	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-9.12	Extractor axial	S&P	TGT/4-800-3/28-7.5KW-3	37,964	7	2.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VEX-6.3	Extractor	S&P	DAB-25/25-7.5HP/4-500RPM	25,170	19	5.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.2	Extractor	S&P	DAB-25/25-7.5HP/4-500RPM	25,170	19	5.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.1	Extractor	S&P	DAB-22/22-7.5HP/4-600RPM	21,575	23	5.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.5	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.6	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.7	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.8	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.9	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX-6.10	Extractor axial	S&P	5HGT1000L-HGT-1000-3/4	17,080	6	1.5	380/3/60	Estacionamiento / Nivel -6.00
VEX S2	Extractor en gabinete	S&P	BDB-I1000-20HP/4-700RPM	73,290	15	15	380/3/60	Estacionamiento de nivel -6.00 y -9.00 / Nivel +17.00
VEX S3	Extractor en gabinete	S&P	BDB-I900-20HP/4-800RPM	62,160	15	11	380/3/60	Estacionamiento de nivel -6.00 y -9.00 / Cubierta
VYF-01	Jet fan	S&P	IFHT/4/8-100N-C	8,900	-----	2.5	220/1/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VYF-02	Jet fan	S&P	IFHT/4/8-100N-C	8,900	-----	2.5	220/1/60	Estacionamiento / Nivel -9.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Objetivo / Ubicación
VYF-03	Jet fan	S&P	IFHT/4/8-100N-C	8,900	-----	2.5	220/1/60	Estacionamiento / Nivel -9.00
VYF-04	Jet fan	S&P	IFHT/4/8-100N-C	8,900	-----	2.5	220/1/60	Estacionamiento / Nivel -9.00

Nota: Elaboración propia.

Características técnicas de los equipos de presurización.

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Ubicación
VP-E1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,500	12	3	380/3/60	Nivel +46.00
VP-E2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-30/28-12.5HP/4-400RPM	37,600	25	11	380/3/60	Nivel +46.00
VP-1.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-22/22-10HP/4-625RPM	24,300	15	5.5	380/3/60	Nivel +17.00
VP-1.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-600RPM	15,840	15	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-2.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-600RPM	14,000	20	4	380/3/60	Nivel -3.00
VP-3.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-3.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-4	Presurización de escaleras	S&P	DAB-25/25-7.5HP/4-475RPM	26,400	12	5	380/3/60	Nivel +17.00
VP-12.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-12.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00

Código	Descripción	Marca	Modelo	Flujo de aire (m³/h)	Caída de presión (mm.c.a.)	Potencia eléctrica (kW)	Características eléctricas (Volt/fase/Hz)	Ubicación
VP-13.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-600RPM	16,200	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-14.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-25/25-15HP/4-575RPM	29,040	25	11	380/3/60	Nivel +17.00
VP-14.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-8	Presurización de escaleras	S&P	DAB-30/28-15HP/4-450RPM	38,970	30	11	380/3/60	Nivel -3.00
VP-29.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-25/25-15HP/4-575RPM	29,040	25	11	380/3/60	Nivel +17.00
VP-29.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-16.1	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-16.2	Presurización de escaleras	S&P	DAB-20/20-5HP/4-575RPM	15,840	12	3	380/3/60	Nivel +17.00
VP-05	Presurización de escaleras	S&P	DAB-22/22-10HP/4-625RPM	24,000	15	7.5	380/3/60	Cubierta
VP-32	Presurización de escaleras	S&P	DAB-25/25-7,5HP/4-450RPM	25,000	12	5.5	380/3/60	Nivel 0.00

Nota: Elaboración propia.

Anexo C: Secuencia de operaciones de los equipos del sistema HVAC

Secuencia de operaciones del sistema HVAC.

Sistema	Requerimiento	Unidad	Configuraciones actuales típicas en el proyecto	Configuraciones actuales para espacios particulares del proyecto					
				Circulación	Cuarto técnico	Oficina	Local comercial	Baño	Estacionamiento
Ventilación	Requerimiento de la temperatura del aire interior en invierno.	°C	20° - 26°	Igual	20 - 22°C	Igual	Igual	N/A	N/A
	Requerimiento de la temperatura del aire interior en verano.	°C	22° - 27°	Igual	20 - 22°C	Igual	Igual	N/A	N/A
	Horario de operación de los ventiladores de inyección de aire fresco.	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00 (continuo)	Igual	N/A	Igual	Depende de cada locatario	N/A	N/A
	Horario de operación de los ventiladores de extracción de aire viciado y monóxido.	Horas	Lunes a Dom de 8:00 a 22:00 (por horarios)	N/A	N/A	N/A	N/A	Igual	Depende del sensor de CO
Aire acondicionado	Horario de operación de los <i>chillers</i> , bombas de agua helada primarias y secundarias.	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00 (continuo)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	Horario de operación de las torres de enfriamiento y bombas de condensación	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00 (continuo)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	Horario de operación de las unidades manejadoras de aire.	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00 (continuo)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Sistema	Requerimiento	Unidad	Configuraciones actuales típicas en el proyecto	Configuraciones actuales para espacios particulares del proyecto					
				Circulación	Cuarto técnico	Oficina	Local comercial	Baño	Estacionamiento
	Setpoint de temperatura de las unidades manejadoras de aire	°C	20° - 26°	Igual	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	Horario de operación de los fan-coils de agua helada.	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00 (por horarios)	N/A	N/A	Igual	Igual	N/A	N/A
	Setpoint de temperatura de los fan-coils de agua helada.	°C	20° - 26°	N/A	N/A	Igual	Depende de cada locatario	N/A	N/A
	Horario de operación de los equipos de expansión directa.	Horas	Lun a Dom todo el día	N/A	Igual	N/A	N/A	N/A	N/A
	Setpoint de temperatura de los equipos de expansión directa	°C	20 - 22°C	N/A	Igual	N/A	N/A	N/A	N/A
General	Horario de ocupación durante la semana	Horas	Lun a Dom de 8:00 a 22:00	Igual	N/A	Lun a Dom 9:00 a 18:00	Lun a Dom de 10:00 a 22:00	N/A	N/A
	Horario de operación durante feriados	Horas	12:00 a 20:00	Igual	N/A	N/A	12:00 a 20:00	N/A	N/A

Nota: Elaboración propia.

Anexo D: Directivas de control dictadas por el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para sistemas HVAC

Directivas de control establecidas por el estándar 90.1-2010 de ASHRAE para HVAC.

N°	Directiva de control
1	<p>Sección 6.4.3.3.1 - Apagado automático:</p> <p>Los sistemas HVAC deben estar equipados con al menos uno de los siguientes:</p> <ol style="list-style-type: none">Controles que puedan encender y apagar el sistema HVAC en distintos horarios durante toda la semana, capaces de mantener la programación durante una pérdida de energía de al menos 10 horas y que incluya una anulación manual accesible o función equivalente que permita una operación temporal del sistema por hasta 2 horas.Un sensor de ocupación que sea capaz de apagar el sistema cuando no detecte ocupación por un periodo de hasta 30 minutos.Un control horario manual capaz de ser ajustado para operar el sistema por hasta 2 horas.Unión con sistema de seguridad que apague el sistema cuando se active el sistema de seguridad.
2	<p>Sección 6.4.3.3.2 - Controles <i>setback</i>:</p> <p>Sistemas de aire acondicionado ubicados en zonas climáticas 1b, 2b y 3b deben ser equipados con controles que tienen la capacidad de reiniciar automáticamente y operar temporalmente el sistema como sea requerido para mantener las temperaturas de la zona bajo un <i>setpoint</i> de temperatura ajustable hasta 32°C o más o para prevenir elevados niveles de humedad del espacio.</p>
3	<p>Sección 6.4.3.3.3 - Controles de arranque óptimo:</p> <p>Sistemas de distribución de aire acondicionado con una capacidad de suministro de aire total que exceda los 5000 L/s, servido por uno o más ventiladores de suministro, debe tener controles de arranque óptimo. El algoritmo de control debe ser una función de la diferencia entre la temperatura del espacio y del <i>setpoint</i>, y del tiempo previo a la ocupación programada.</p>
4	<p>Sección 6.4.3.4.4 - Control de ventiladores:</p> <p>Ventiladores con motores mayores a 0.75 HP deben tener controles automáticos que cumplan con la sección 6.4.3.3.1 1 - Apagado automático y que sean capaces de apagar los ventiladores cuando su uso no sea requerido.</p> <p>Excepciones:</p> <ol style="list-style-type: none">Sistemas HVAC con la finalidad de operar continuamente.

N°	Directiva de control
	<p>Sección 6.4.3.4.5 - Ventilación en estacionamientos cerrados:</p> <p>Los sistemas de ventilación de estacionamiento cerrados deben detectar automáticamente niveles de contaminantes y escalar los ventiladores o modular el flujo de aire de los ventiladores al 50% o menos de la capacidad de diseño procurando que niveles aceptables de contaminantes sean mantenidos.</p>
5	<p>Excepciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> a. Garajes de menos de 30 000 ft² con sistemas de ventilación que no utilizan enfriamiento o calentamiento mecánico. b. Garajes que tienen una relación de área de garaje por cada HP de placa del motor del sistema de ventilación que excede los 1500 ft²/HP y no utilizan enfriamiento o calentamiento mecánico. <p>Cuando no se permita por la autoridad teniendo jurisdicción.</p>
	<p>Sección 6.4.3.9 - Controles de Ventilación para áreas de alta ocupación:</p> <p>Ventilación controlada por demanda (DCV) es requerido para espacios mayores a 50 m² y con un nivel de ocupación de diseño para ventilación de más de 40 personas por cada 100 m² de área y servidas por sistemas con uno o más de los siguientes:</p>
6	<ul style="list-style-type: none"> a. Un economizador de lado aire. b. Control de modulación automática del dámper de aire exterior, o c. Flujo de diseño de aire exterior mayor a 1400 L/s. <p>Excepciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> a. Sistemas con recuperación de energía que cumplan con la sección 6.5.6.1. b. Sistemas de zona múltiple sin DDC o zonas individuales que se comuniquen con un panel de control central. c. Sistemas con flujo de diseño de aire exterior menor a 1200 cfm. d. Los espacios donde el flujo de suministro de aire menos cualquier requerimiento de aire de transferencia de composición o abierta es menor de 1200 cfm.

Sección 6.4.3.10 - Controles de volumen de aire variable en una zona individual:

Los sistemas HVAC deben tener controles de caudal de aire variable tal y como se explica a continuación:

- a. Unidades manejadoras de aire y unidades tipo *fan-coil* con serpentines de enfriamiento por agua helada con motores de 4 kW o más deben tener sus ventiladores de suministro controlados por motores de 2 velocidades o mediante variadores de frecuencia. A demandas de enfriamiento de menos o igual que 50%, los controles de los ventiladores de suministro deben ser capaces de reducir el flujo de aire a no más que el valor más grande entre los dos siguientes:
 - i. La mitad que la velocidad máxima del ventilador, o
 - ii. El volumen de aire exterior que se requiere para cumplir con los requerimientos de ventilación del estándar 62.1.
- 7**
- b. Desde enero del 2010, todos los equipos de aire acondicionado y unidades manejadoras de aire con enfriamiento por expansión directa y una capacidad de enfriamiento a condiciones AHRI superior a o igual a 32 kW que sirven a zonas individuales deben tener sus ventiladores de suministro de aire controlados por motores de dos velocidades o variadores de frecuencia. A demandas de enfriamiento de menos que o igual al 50%, los controles de los ventiladores de suministro deben ser capaces de reducir el flujo de aire a no más que el mayor de los siguientes:
 - i. Dos tercios de la velocidad máxima del ventilador, o
 - ii. El volumen de aire exterior que se requiere para cumplir con los requerimientos de ventilación del estándar 62.1.

Sección 6.5.5.2 - Control de velocidad del ventilador del equipo de rechazo de calor:

Cada ventilador accionado por un motor de 5.6 kW o más tendrá la capacidad de operar a dos tercios de su velocidad máxima o menos, y dispondrá de controles que modifiquen automáticamente la velocidad del ventilador para controlar la temperatura del fluido saliente o la temperatura/presión de condensación del dispositivo de rechazo de calor.

- 8** Excepciones:
- a. Ventiladores del condensador que den servicio a múltiples circuitos de refrigerante.
 - b. Ventiladores del condensador que sirvan a condensadores inundados.
 - c. Instalaciones situadas en las zonas climáticas 1 y 2.
 - d. Hasta un tercio de los ventiladores de un condensador o torre con varios ventiladores, cuando los ventiladores principales cumplan el requisito de control de velocidad.
-

Sección 6.5.4.1 - Sistemas hidráulicos de caudal variable:

Los sistemas de bombeo de HVAC con una potencia total superior a 7.5 kW que incluyan válvulas de control diseñadas para modular o abrir y cerrar escalonadamente en función de la carga se diseñarán para caudal de fluido variable y serán capaces de reducir el caudal de la bomba al 50% o menos del caudal de diseño.

Las bombas individuales de agua helada que den servicio a sistemas de caudal variable y cuyos motores superen los 3.7 kW dispondrán de controles y/o dispositivos (como variadores de velocidad) que hagan que la demanda del motor de la bomba no supere el 30% de la potencia de diseño al 50% del caudal de agua de diseño.

- 9 Los controles o dispositivos se controlarán en función del caudal deseado o para mantener una presión diferencial mínima requerida. La presión diferencial se medirá en o cerca del intercambiador de calor más alejado o del intercambiador de calor que requiera la mayor presión diferencial. El *setpoint* de la presión diferencial no será superior al 110% del necesario para alcanzar el caudal de diseño a través del intercambiador de calor. Donde se utilice el control de la presión diferencial para cumplir este apartado y se empleen sistemas con control digital directo, el *setpoint* se reajustará hacia abajo en función de las posiciones de las válvulas hasta que una de ellas esté casi totalmente abierta.

Excepciones:

- a. Sistemas en los que el caudal mínimo sea inferior al caudal mínimo requerido por el fabricante del equipo para el correcto funcionamiento del equipo al que da servicio el sistema, como *chillers*, y en los que la potencia total del sistema de bombeo sea igual o inferior a 56 kW.
- b. Sistemas que no incluyan más de tres válvulas de control.

Nota: Elaboración propia a partir de ASHRAE (2010).