

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Análisis y Mejora de la Distribución de Aire Para Enfriamiento de Sala de

Servidores Informáticos

MECG1066

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Roger Andre Prado Pico

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

Este trabajo va dedicado a los que me apoyaron día y noche durante su realización y me dieron los ánimos para seguir adelante.

A mis padres, Carlos y Flor, a mis hermanos y mi novia, Mariuxi, que siempre me dieron ánimos para hacer el mejor trabajo posible. No hubiera podido hacerlo sin ustedes a mi lado.

Y a los que ya no tengo cerca, pero llevo siempre el corazón; donde estén, espero estén orgullosos.

Agradecimientos

Un agradecimiento a mis equipos de trabajo y mis jefes, que me permitieron dedicarme a esta investigación durante mis días de trabajo y de darme acceso a todos los recursos necesarios para llevarla a cabo.

Declaración Expresa

Yo ROGER ANDRE PRADO PICO acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 08 de octubre del 2024.



ROGER ANDRE
PRADO PICO

Evaluadores

Msc. José Alberto Macías Zambrano

Profesor de Materia

Msc. Frank Vicente Porras Carrión

Tutor de proyecto

Resumen

Se busca mejorar las condiciones de operación y la eficiencia del sistema de climatización de la sala de servidores de un centro de datos enfriado por aire, mediante manejadoras que utilizan agua helada y que operan con rangos de temperatura de entrada fuera de lo recomendado usando más energía de la necesaria.

Para la solución al problema se propuso un análisis de fluido computacional y mediante simulaciones variar la temperatura y velocidad del aire de entrada, siempre dentro del rango recomendado por la ASHRAE, y con las temperaturas obtenidas calculamos la energía que se usa para remover el calor.

Los resultados obtenidos de las simulaciones fueron bastante satisfactorios y se logró determinar que con una temperatura de suministro de 22,5°C y una velocidad de giro de ventiladores del 60% la potencia nominal de las manejadoras se lograría disminuir el consumo de energía hasta en un 63%, entre manejadoras de aire y enfriadores de agua.

Palabras Clave: Centro de datos, Climatización, Eficiencia, CFD

Abstract

The cooling system for an air-cooled server room of a data center that works with air handling units uses out of recommended range temperature supply air causing to use more energy than necessary resulting in a low efficiency.

To improve the operating conditions, it was proposed to do a computational fluid analysis and through simulations vary the supply air temperature and speed, always inside of the temperature range recommended by ASHRAE and with the resulting return air temperatures estimate the energy savings.

The results obtained through the simulations are very satisfactory and it was determined that with a supply air temperature of 22,5°C and 60% of the maximum speed the air handling units' fans are capable of we could get a reduction of energy consumption up to 63%, between chillers a air handling units.

Keywords: Data center, Air conditioning, Efficiency, CFD

Índice general

Resumen	i
<i>Abstract</i>	ii
Índice general	iii
Abreviaturas	v
Simbología.....	vi
Índice de figuras	vii
Índice de tablas	viii
Capítulo 1	1
1.1 Introducción	2
1.2 Descripción del Problema.....	2
1.4 Objetivos	3
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
1.5 Marco teórico.....	4
Capítulo 2	2
2. Metodología.....	18
2.1 Selección de programa para recreación de infraestructura y simulación	18
2.2 Recreación de infraestructura y geometrías limitantes.....	18
2.3 Escritura de programa para simulación de comportamiento de aire	21
2.3.1 Escritura de primera parte de simulación	23
2.3.2 Escritura de segunda parte de simulación	29
2.4 Ejecución simulación	33
2.5 Cálculo de consumo energético	33
2.6 Estimación de costos y selección de equipos	33
Capítulo 3	18
3. Resultados y análisis	36

3.1 Resultados y análisis de simulación con temperatura y velocidad de aire actuales	36
3.2 Resultados y análisis de simulación con temperaturas de entrada de 18°C, 27°C y 22,5°C (manteniendo velocidad de aire)	39
3.3 Resultados y análisis de simulación con temperatura de entrada de 22,5°C y ventiladores a 60% de su capacidad	42
3.4 Aplicaciones de herramienta de simulación	43
3.4.1 Energía	43
3.4.2 Análisis económico	45
3.4.3 Selección de equipos	46
3.5 Residuales y convergencia	47
Capítulo 4	36
4.1 Conclusiones y recomendaciones	50
4.1.1 Conclusiones	50
4.1.2 Recomendaciones	51

Abreviaturas

ASHRAE	Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado
CAD	Diseño Asistido por Computador
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CFM	Pies Cúbicos por Minuto
CRAH	Controladora de Aire de Cuarto de Cómputo
PUE	Efectividad del Uso de la Energía
RNG	Grupo de Renormalización
TI	Tecnología de la Información
TR	Toneladas de Refrigeración
UMA	Unidad Manejadora de Aire
USD	Dólares estadounidenses

Simbología

cm	Centímetro
°C	Grado Centígrado
kW	Kilo Watt
kWh	Kilo Watt-hora
m	Metro
m/s	Metro por segundo
m ²	Metro cuadrado
m ³ /s	Metro cúbico por segundo
%	Por ciento
Re	Número de Reynolds

Índice de figuras

Figura 1. Sala de servidores de centro de datos	4
Figura 2. Pasillo frío de centro de datos	6
Figura 3. Ejemplo de contención de pasillo frío	6
Figura 4. Ciclo del aire en sala de servidores.....	7
Figura 5. Ingreso y salida de aire de manejadora de aire.....	8
Figura 6. Gráfica psicrométrica de aire de enfriamiento de sala de servidores	8
Figura 7. Gráfica de escala de consumo ideal de energía de componentes de un Centro de Datos <i>Gráfica de escala de consumo ideal de energía de componentes de un Centro de Datos</i>	10
Figura 8. Gráfica de escala de consumo real de energía de componentes de un Centro de Datos	11
Figura 9. Grafica comparativa de consumos ideal y real de un centro de datos	11
Figura 10. Ejemplo de distribución de temperatura dentro de una sala de servidores ..	12
Figura 11. Dos mallas de diferentes densidades	15
Figura 12. Áreas de entrada (rojo) y salida (morado) representadas por superficies en CAD final	19
Figura 13. Baldosas usadas en piso falso	20
Figura 14. Parte posterior de rack	21
Figura 15. Superficies fronteras de primeras simulaciones	24
Figura 16. Condición de entrada de velocidad de aire y temperatura	25
Figura 17. Representación de áreas de salida de aire de primeras simulaciones (y entrada de aire de la tercera simulación)	26
Figura 18. Malla de superficies fronteras.....	27
Figura 19. Reporte de solución donde se aprecia el modelo de turbulencia k-ε RNG para flujo incompresible	28
Figura 20. Planos con puntos de análisis de primeras dos simulaciones	28
Figura 21. Superficies fronteras de tercera simulación.....	29
Figura 22. Condición de entrada de flujo másico de aire y temperatura.....	30
Figura 23. Ejemplo de cálculo mediante Grasshopper de flujo másico y temperatura de entrada para uno de los racks	30
Figura 24. Malla de superficies fronteras.....	31

Figura 25. Reporte de solución donde se aprecia el modelo de turbulencia k- ϵ RNG para flujo incompresible	32
Figura 26. Plano con puntos de análisis de tercera simulación	32
Figura 27. Mapa de calor de resultados de simulación a la altura de boquetes de retorno de aire	37
Figura 28. Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente	37
Figura 29. Temperatura de aire de retorno en manejadoras tomadas en sitio	38
Figura 30. Mapas de calor de resultados de simulaciones	39
Figura 31. Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente	41
Figura 32. Mapa de calor de resultados de simulación	42
Figura 33. Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente	43
Figura 34. Gráfica comparativa de consumo de energía para cada caso	44
Figura 35. Curva de consumo de energía en cada caso de estudio.....	45

Índice de tablas

Tabla 1. equivalentes para el paso de flujo de aire en racks y baldosas	20
Tabla 2. Temperaturas de superficies de frontera usadas en las tres simulaciones	24
Tabla 3. Parámetros de aire de entrada tomados en sitio	26
Tabla 4. Número de Re obtenidos para cada flujo de aire	36
Tabla 5. Parámetros de entrada y salida de aire de manejadoras y temperatura de retorno obtenida de simulación	36
Tabla 6. Parámetros de entrada de aire de manejadoras y temperatura de retorno resultante obtenida de simulación para cada caso.....	39
Tabla 7. Parámetros de entrada de aire de manejadoras y temperatura de retorno resultante obtenida de simulación para cada caso.....	42
Tabla 8. Energía requerida por cada manejadora para enfriamiento de aire	44
Tabla 9. Energía total requerida para enfriamiento de aire en cada caso	45
Tabla 10. Costos de operación con parámetros actuales y con parámetros propuestos	46

Tabla 11. Rangos de temperatura y humedad relativa para la operación de un centro de datos.....	53
Tabla 12. Velocidades, temperatura de entrada, temperatura de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación para racks de Fila 3.....	54
Tabla 13. Velocidades, temperatura de entrada, temperatura de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación para racks de Fila 4.....	56
Tabla 14. Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulaciones y calor generado por cada rack de Fila 3.....	58
Tabla 15. Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulaciones y calor generado por cada rack de Fila 4.....	60
Tabla 16. Parámetros de entrada de aire de manejadoras y temperatura de retorno resultante obtenida de simulación para cada caso.....	62
Tabla 17. Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación y calor generado por cada rack de Fila 4.....	64

Capítulo 1

1.1 Introducción

Se busca proponer una mejora de la gestión de aire de enfriamiento de una sala de servidores perteneciente a una empresa de telecomunicaciones que actualmente trabaja fuera de los rangos de temperatura recomendados.

La propuesta se la obtendrá mediante el análisis y estudio del comportamiento del aire usando una simulación computacional en la que se puedan realizar cambios de variables y observar el resultado sin afectar las operaciones de la sala.

El fin de la mejora es que se puedan poner parámetros de operación más altos sin salirnos de los rangos recomendados y ver su impacto en el consumo de energía.

1.2 Descripción del Problema

En una sala de servidores informáticos de un centro de datos enfriada con aire de una empresa de telecomunicaciones con alcance internacional y de alto rango con miras a extender su capacidad de operación, se presenta el problema de operar fuera de los rangos de temperatura recomendados. Este problema se lo combate con una buena gestión de aire (equipos de enfriamiento y accesorios), aunque en este caso se optó por colocar *setpoints* de enfriamiento realmente bajos, entre 15°C y 18°C cuando debería operar entre 18°C y 27°C que, aunque es permitido, no es lo recomendado.

Al trabajar con *setpoints* menores se tiene mayor consumo de energía, ya que se extrae más calor de la sala que al trabajar con *setpoints* más altos.

Se propone realizar un análisis del flujo de aire para determinar la mejor manera de operar el centro de datos; por modelado y simulación computacional.

También realizar iteraciones de las variables controlables, con la única restricción de seguir operando dentro de los rangos de temperatura recomendados.

1.3 Justificación del Problema

Una correcta gestión del aire, desde su tratamiento hasta su manipulación, permite que una empresa vea mejores y más convenientes costos de operación, sobre todo cuando enfría el aire mediante agua helada enfriada por *chillers*, ya que al funcionar estos con compresores generan un alto consumo de energía.

Adicionalmente se contará con un modelo al cual acudir a futuro cuando se requiera realizar pruebas cambiando otras variables, ya sea esto por el cambio de equipos de enfriamiento o cuando se añadan o quiten equipos informáticos dentro de la sala de servidores.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Proponer mejoras para la gestión de aire de enfriamiento dentro de una sala de servidores informáticos y así disminuir el consumo de energía, tomando como muestra dos filas de las diez disponibles conformadas por 24 *racks* cada una.

Esto mediante un modelo computacional con el cual analizar el comportamiento del aire frío y encontrar mejores parámetros de operación que nos permitan consumir menos energía.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Conformar una herramienta digital base mediante modelado computacional del flujo de aire que ingresa y retorna de la sala de servidores informáticos para un mejor estudio de su comportamiento.
2. Con la herramienta realizar simulaciones que nos permitan estimar cómo se ve afectado el aire con diferentes parámetros de enfriamiento.
3. Estimar y analizar el impacto de la variación de parámetros de enfriamiento sobre el consumo energético del sistema de climatización y en base a esto elegir los parámetros de operación más convenientes.

1.5 Marco teórico

Tema: Enfriamiento de Sala de Servidores Informáticos

Palabras Clave: Centro de Datos, Gestión de aire, CFD, Simulación

Un Centro de Datos es un espacio en donde se concentra la infraestructura (elementos de red, almacenamiento y sistemas de computación) para procesar y almacenar la información de diferentes personas u organizaciones. Todos estos equipos dentro de la Sala de Servidores.

Figura 1

Sala de servidores de centro de datos



Se los categoriza desde Tier I hasta Tier IV, siendo el de mayor rango este último que se caracteriza por contar con redundancia y equipos adicionales que permiten operar por diferentes caminos, es decir, si un sistema falla, otro lo puede reemplazar. No existen puntos de falla que puedan causar que todos los sistemas fallen al mismo tiempo. También los llaman “a prueba de fallas” (*¿Qué Es Un Data Center y Cómo Funciona? - Cad&Lan, n.d.*).

Sistema de climatización: Para la operación correcta de los equipos dentro de la sala de servidores, esta debe estar correctamente climatizada, caso contrario los equipos pueden fallar debido a la gran cantidad de calor que generan.

Existen varios métodos para el enfriamiento del aire, siendo lo más común usar aires acondicionados de gran capacidad o unidades manejadoras de aire que se encargan de

realizar el enfriamiento y la humidificación/deshumidificación del aire. También se pueden tener enfriadores de agua o torres de enfriamiento para trabajar en conjunto con las manejadoras, en este caso se requieren bombas, tanque de almacenamiento de agua

Métodos de enfriamiento

Existen varios métodos para el enfriamiento de equipos con aire en la sala de servidores:

Free cooling directo, se permite el ingreso de aire frío desde el exterior del edificio hacia la sala de servidores.

Enfriamiento general de la sala, se utilizan aires acondicionados de altas capacidades. Es la más común, pero poco eficiente y genera costos de operación elevados.

Pasillos fríos y calientes, consiste en enfriar únicamente los pasillos desde los que toman el aire de enfriamiento los equipos informáticos.

Contención de pasillos, en este caso se encierra el pasillo caliente o el pasillo frío con el fin de que ambos aires no se mezclen, mejorando la eficiencia.

Contención completa, se encierran ambos pasillos, frío y caliente. Mejora aún más la eficiencia de enfriamiento.

En nuestro caso, el método utilizado es el de contención de pasillos, donde el pasillo confinado es el frío y al cual se hará simulación de comportamiento del aire (*Todo lo que debes saber sobre enfriamiento para centros de datos, 2023*).

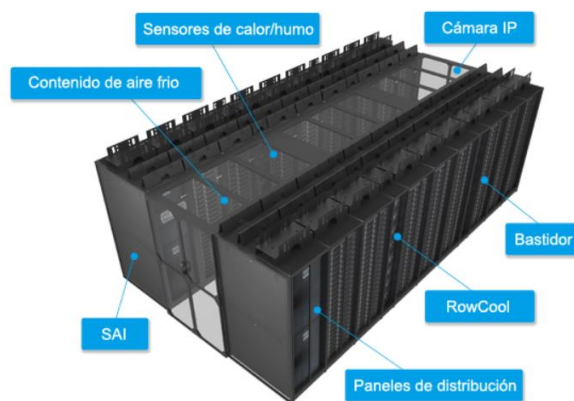
Figura 2

Pasillo frío de centro de datos



Figura 3

Ejemplo de contención de pasillo frío



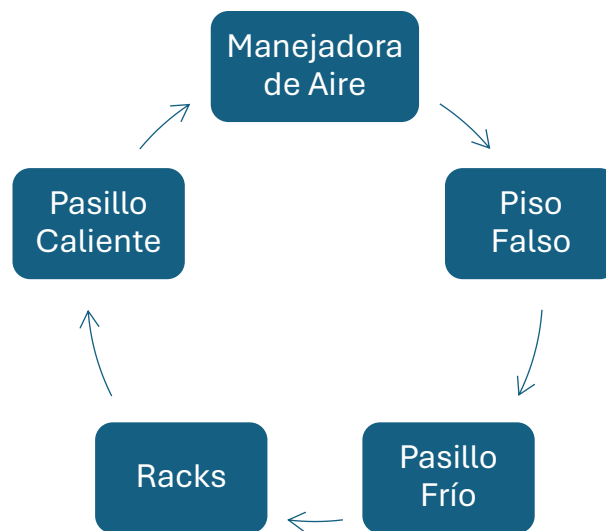
Nota: Tomado de (Artículo Técnico - DELTA Power Solutions, n.d.)

Las técnicas de enfriamiento tradicionales utilizan la combinación de piso elevado con unidades de aire acondicionado (CRAC) o de tratamiento de aire (CRAH). En ambos casos las

unidades presurizan aire bajo el piso falso mediante ventiladores y lo empujan a través de las baldosas perforadas y hacia el ingreso a los servidores, el ahora aire caliente sale de los servidores y regresa hacia la unidad para ser enfriado nuevamente(Carrillo, 2021).

Figura 4

Ciclo del aire en sala de servidores

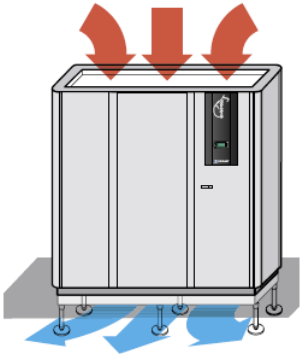


La diferencia entre ambas unidades es que las CRAC operan enfriando el aire mediante sistemas de expansión directa y las CRAH mediante agua helada.

En nuestro caso se utilizan CRAH y el agua para enfriar el aire se la obtiene a partir de *chillers*, estos funcionan con refrigerante y compresores aumentando el consumo de energía para la operación del centro de datos, así como el impacto ambiental. Se los utiliza en lugares de clima caliente donde no se puede aplicar de *free cooling*.

Figura 5

Ingreso y salida de aire de manejadora de aire

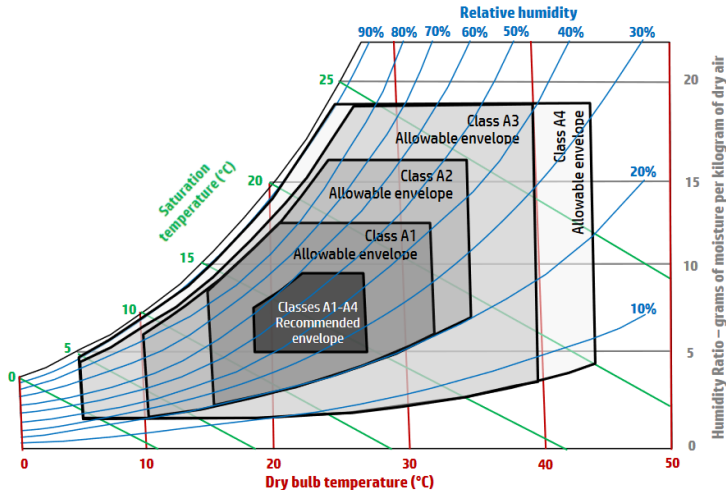


Nota: Tomado de (LEONARDO EVOLUTION Manual de Instrucciones LEONARDO EVOLUTION, n.d.)

Las limitantes que se tienen son temperatura y humedad relativa. La Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés) determina los rangos a operar en la Tabla 1 en Apéndices.

Figura 6

Gráfica psicrométrica de aire de enfriamiento de sala de servidores



Nota: Tomada de (Applying 2011 ASHRAE data center guidelines to HP ProLiant-based facilities, 2012)

La humedad relativa debe ser controlada: si es demasiado baja aumenta el riesgo de descarga electrostática; mientras la humedad relativa alta presenta un mayor riesgo, porque existe posibilidad de condensación si la temperatura es demasiado baja (*Artículo Técnico - DELTA Power Solutions, n.d.*).

En nuestro caso, se trabajan con equipos de clase A1 por lo que usaremos valores dentro de los rangos señalados en la Tabla 1.

Eficiencia de un centro de datos

Una medida estándar para medir la eficiencia de operación de un centro de datos es el factor de Eficacia del Uso de Energía (PUE por sus siglas en inglés). Se determina dividiendo la cantidad de energía que se consume en un centro de datos por la energía utilizada para hacer funcionar la Sala de Servidores. Por lo tanto, la eficiencia general mejora a medida que este resultado se acerca al 1.

$$PUE = \frac{\text{Energía}_{DC}}{\text{Energía}_{TI}} \quad (1.1)$$

Nota: Tomada de (*Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.*)

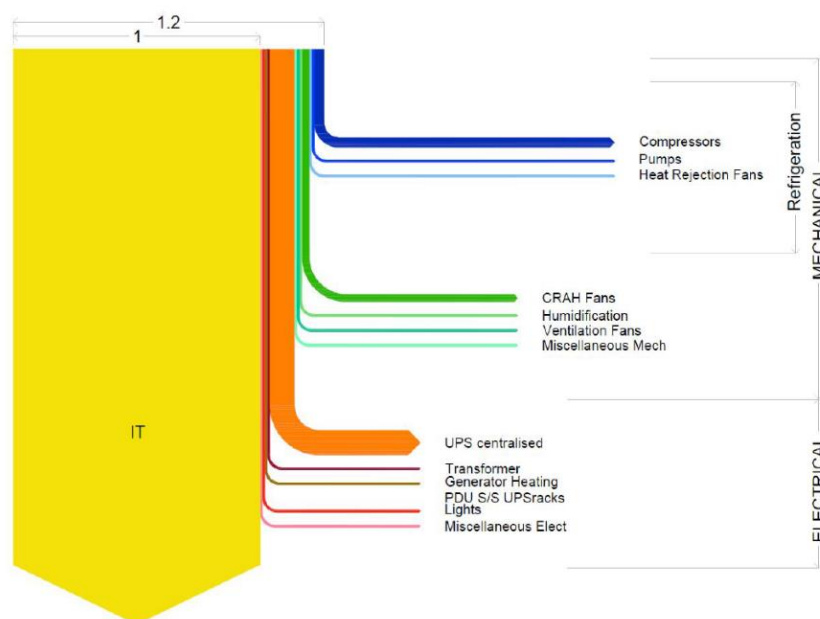
El sistema de enfriamiento de un centro de datos tiene efecto sobre el PUE; la temperatura y humedad a los que se opera, el tipo de sistema de enfriamiento, la antigüedad de los equipos, son algunas razones (Carrillo, 2022). Se sabe que por cada grado centígrado que incrementa la temperatura en un centro de datos, se ahorra alrededor de 4% de energía en enfriamiento. Esto quiere decir que, si un centro de datos trabaja a 21°C y se eleva a 25°C, el incremento de temperatura brinda un ahorro de 16% en consumo de energía (*Enfriamiento en centros de datos - Mundo HVAC&R, 2016*).

Conclusión, a mayor eficiencia del sistema de enfriamiento, menor consumo de energía. Reducir el consumo de energía no solo es beneficioso para reducir costos, sino que también ayuda a disminuir la huella de carbono (Liebermann, 2024).

En análisis realizados se ha podido determinar que, luego de la carga de operación de la sala de servidores, el mayor consumo de energía está en los compresores; de ahí la importancia de determinar un *set point* de enfriamiento adecuado (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.).

Figura 7

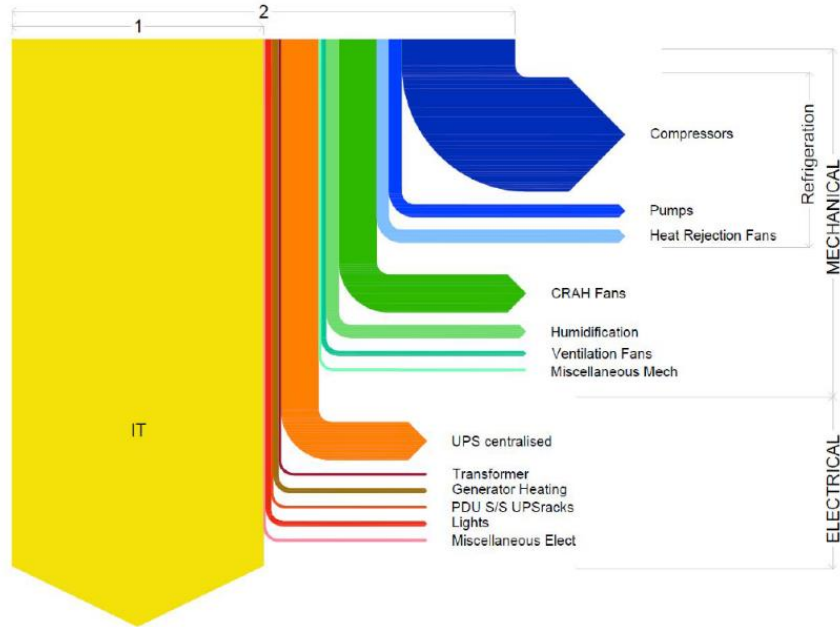
Gráfica de escala de consumo ideal de energía de componentes de un Centro de Datos



Nota: Tomada de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)

Figura 8

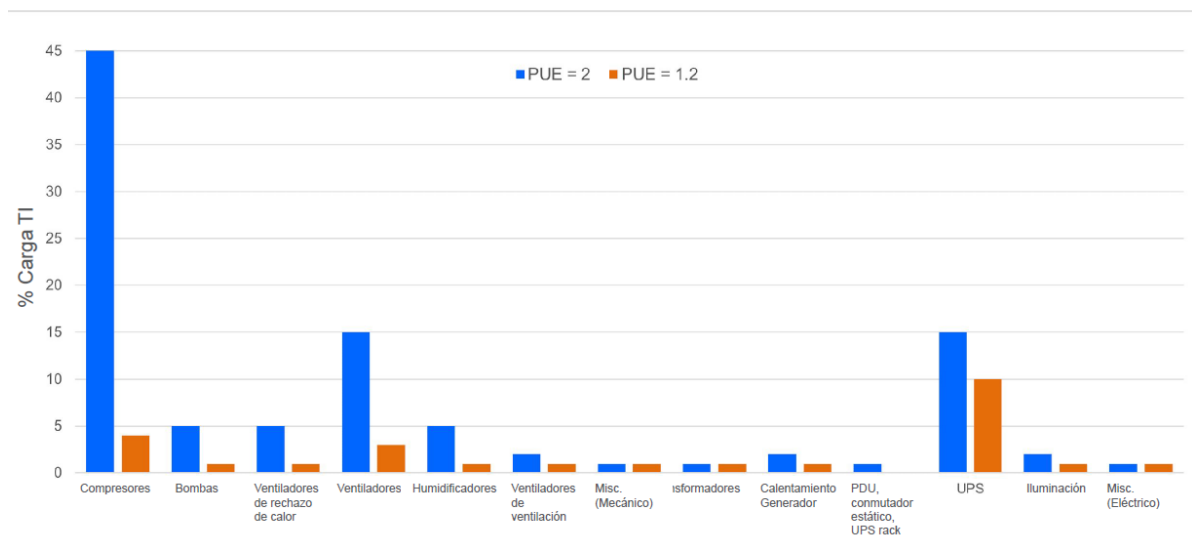
Gráfica de escala de consumo real de energía de componentes de un Centro de Datos



Nota: Tomada de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)

Figura 9

Grafica comparativa de consumos ideal y real de un centro de datos

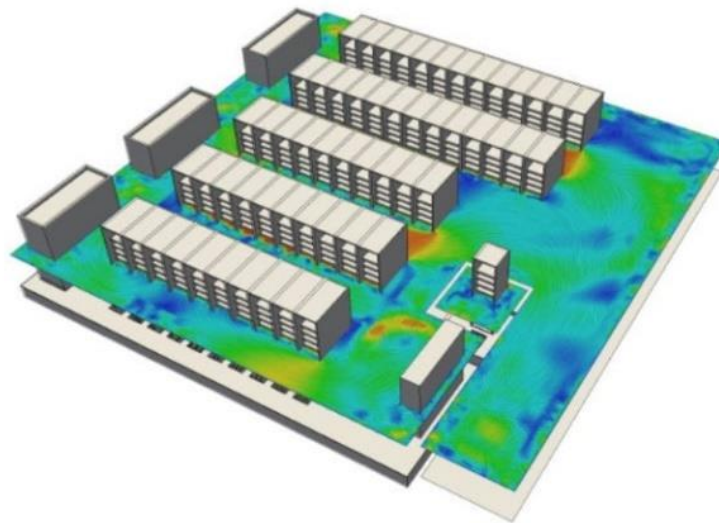


Nota: Tomada de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)

Garantizar que los equipos informáticos se enfrían correctamente evitando el innecesario uso de energía es difícil simplemente siguiendo las mejores prácticas de diseño de centros de datos. Tanto por los equipos informáticos como por los de climatización se crean patrones de flujo de aire complejos que sólo pueden predecirse mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Figura 10

Ejemplo de distribución de temperatura dentro de una sala de servidores



Nota: Tomada de Data Center Cooling Systems for ASHRAE 90.4 | SimScale (Churazova, 2023)

Una herramienta para estudio y simulación en CFD permite construir un modelo en tres dimensiones para visualizar y analizar los patrones de flujo de aire en cada punto de la sala de servidores, esto incluye las temperaturas de sus diferentes zonas.

Beneficios de un estudio CFD de la sala de servidores:

- Asegurar que el enfriamiento sea el adecuado desde la fase de diseño: Que el equipamiento de infraestructura está correctamente enfriado desde antes que el edificio sea construido.

- Mejorar eficiencia energética: Diseñar para disminuir el flujo de aire emitido y maximizar la temperatura de retorno.
- Detectar puntos calientes en zonas de la sala de servidores: Visualizar y analizar la raíz de puntos calientes y validar posibles soluciones antes de implementarlas.
- Realizar análisis “*what-if*”: Simular fallos de equipos de climatización, cargas de equipos en racks, configuraciones alternativas de enfriamiento y opciones de cerramientos.

El promedio de consumo de un centro de datos es del 35% y sólo una parte de esto se aprovecha (Zurera, 2024).

Modelo matemático para estudio y comportamiento del aire

Para la aplicación de CFD en el proyecto es necesario escoger un modelo matemático de turbulencia en el cual basarse para el cálculo de resultados. Existen varios que se han investigado, siendo los que menor tasa de error para el cálculo de velocidad y temperatura el modelo $k - \varepsilon$ Estándar y el modelo $k - \varepsilon$ Grupo Renormalizado (RNG) (Cortés et al., 2014), este último incorpora los efectos de giro o remolino haciéndolo ideal para nuestro caso (Colman et al., 2006).

Las ecuaciones de transporte para el modelo $k - \varepsilon$ RNG son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\alpha_k \mu_{eff} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (1.3)$$

Nota: Ecuaciones tomadas de Estudio numérico y comparativo del efecto de turbulencia en codos y dobleces para distribución de agua sanitaria (Toapanta-Ramos et al., 2019)

Donde G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad promedio; G_b es la generación de energía cinética debido a la flotabilidad; Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia

compresible a la tasa de disipación global; $C1\varepsilon$, $C2\varepsilon$, $C3\varepsilon$ son constantes; α_k y α_ε son números inversos de Prandtl para κ y ε , respectivamente; S_κ y S_ε son términos definidos por el usuario.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff}\right) + S_h \quad (1.4)$$

Nota: Ecuación tomada de manual de FLUENT (ANSYS Fluent, 2006)

Donde E es la energía total, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva y $(\tau_{ij})_{eff}$ es el estrés tensor derivativo que representa el calentamiento viscoso.

Se determina si un flujo es turbulento mediante el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (1.5)$$

Esta ecuación aplica para tuberías. Para ductos de sección recta la ecuación toma la forma:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (1.6)$$

Donde:

$$D_h = 4 \frac{A}{P} \quad (1.7)$$

Nota: Ecuaciones tomadas de Mecánica de Fluidos e Hidráulica (Ranald Giles et al., 2003)

A es el área transversal del ducto y P su perímetro, ρ y μ son la densidad y la viscosidad total respectivamente (tomadas a 20°C) y V es la velocidad de ambos flujos de aire que entran al piso falso.

Condiciones y parámetros para un CFD

Se deben de determinar ciertas condiciones y parámetros a considerar para la correcta simulación de un CFD o los resultados podrían no ser confiables.

Condiciones (Mirzaei Parham, 2023):

- Si es un flujo estacionario estable o transitorio.
- Temperatura en exteriores, pueden existir uno o más flujos de calor ingresando por las paredes.

- Si es un fluido incompresible.

Parámetros

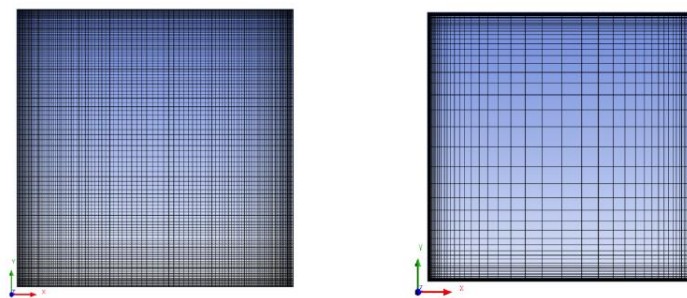
- Velocidad o flujo y temperatura de aire de entrada.
- Tamaño de malla (densidad)
- Número de iteraciones.

Veracidad de resultados

Para determinar si los resultados de la simulación son correctos, se puede realizar una prueba de independencia de malla. Si se cumple, los resultados ya no dependen de la densidad de malla, es decir que incluso si se usa una malla de mayor densidad, los resultados no van a diferir los unos de los otros. Esto se lo hace aumentando cada vez más la densidad de malla de manera iterativa hasta que los resultados no difieran de una malla a otra (Mehmet Oezcan, 2020).

Figura 11

Dos mallas de diferentes densidades



Nota: Tomada de Modelación CFD de casos básicos de convección en ambientes cerrados: Necesidades de principiantes en CFD para adquirir habilidades y confianza en la modelación CFD (Cortés et al., 2014)

Junto con la densidad de malla se encuentra el número de iteraciones elegida para el cálculo de resultados. Conforme el número de iteraciones sea mayor, menor serán los residuales, que es la diferencia entre el resultado n y el resultado $n-1$. Los residuales objetivos se dejan a criterio personal, pero si se llegan a residuales de un orden menor a 0,001 a partir de una enésima iteración, entonces se puede considerar que los valores no van a variar demasiado luego de esta iteración y que se ha alcanzado la convergencia.

Otra forma de corroborar la veracidad de resultados es mediante los valores teóricos y prácticos. Siendo los valores que entrega la simulación y los tomados en sitio a través de las manejadoras de aire, respectivamente. Para esto se utiliza la ecuación de Error Experimental:

$$\%error = \left| \frac{T_{real} - T_{teó}}{T_{real}} \right| * 100 \quad (1.8)$$

Nota: Ecuación tomada de (Análisis Numérico, n.d.)

Capítulo 2

2. Metodología.

Fue necesario definir los elementos necesarios para realizar la investigación: programa para recrear la infraestructura por la que circula el aire y simulación del comportamiento de este y parámetros de entrada para ingresar en la simulación.

Una vez realizada la simulación se analizaron los resultados y buscaron puntos de mejora para la circulación y eficiencia del aire de enfriamiento, siempre con el fin de cumplir los objetivos de eficiencia.

2.1 Selección de programa para recreación de infraestructura y simulación

Para la solución de la problemática se inició con la selección de un programa para la simulación en CFD. Se eligió el programa *Butterfly* de *Ladybug Tools*, ambos del *plugin Grasshopper* del programa para dibujo *Rhino* (versión 7). La selección de este programa fue personal, ya que no se necesita de licencia y es de *open source* por lo que cualquier persona lo puede utilizar para prácticas o para seguir desarrollando la simulación.

Aunque cabe acotar que para el uso de *Rhino* sí se debió de pagar licencia para poder dibujar la infraestructura ya que la versión de prueba sólo dura 90 días.

2.2 Recreación de infraestructura y geometrías limitantes

El siguiente paso fue crear la geometría delimitante en *Rhino* para nuestro caso, esto es el piso falso, el pasillo frío, los *racks*, y el espacio para el retorno del aire a las manejadoras.

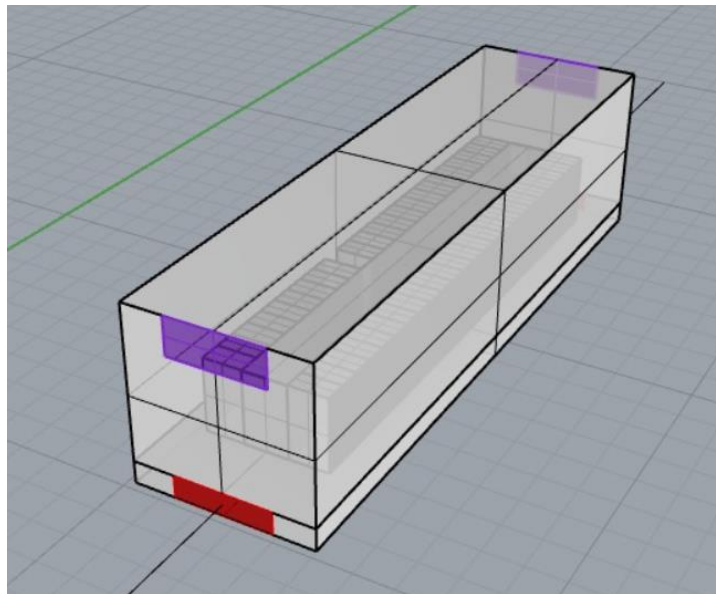
Para crear la geometría fue necesario tomar las dimensiones de las baldosas, altura de piso falso, áreas de entrada y salida del aire y dimensiones de racks. En las baldosas y racks también se tomó las dimensiones de las áreas por las que pasa el aire.

Las áreas de entrada de aire se las ubicó debajo del piso falso y una en cada extremo del pasillo frío. El ancho de las entradas de 2,58 m y 0,6 m de alto, que es la misma altura del piso falso.

Las áreas de salida del aire ubicada 4 m sobre el piso falso y con dimensiones de 2,58 m de ancho y 1 m de alto.

Figura 12

Áreas de entrada (rojo) y salida (morado) representadas por superficies en CAD final



Las baldosas son de 0,6 m por 0,6 m. Unas totalmente selladas, otras con un paso del 25% y 50% de su área. Cabe acotar que, para este proyecto, fue necesario redimensionar los agujeros para el paso de aire a través de estas y de los racks, pero manteniendo el área equivalente para no afectar el flujo de aire.

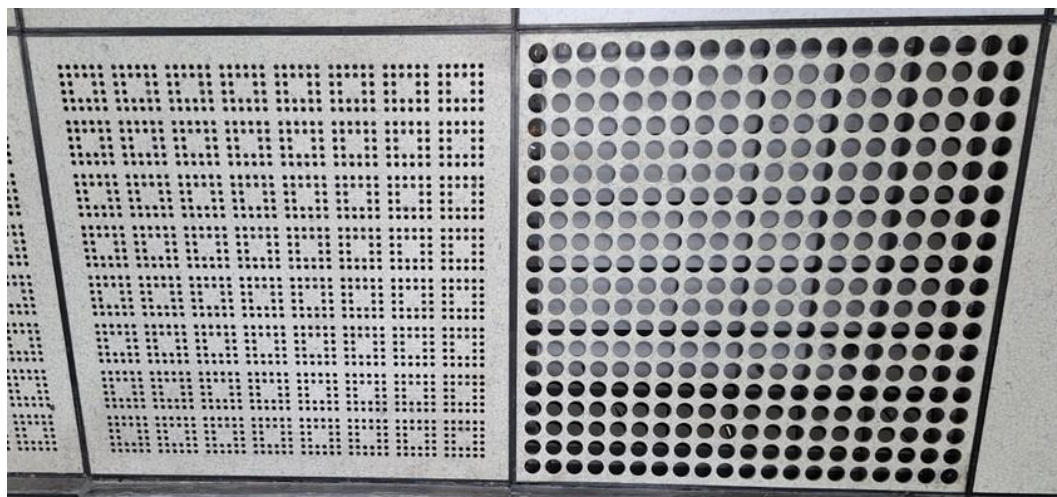
Tabla 1

Áreas equivalentes para el paso de flujo de aire en racks y baldosas

	ÁREA EQUIVALENTE [m ²]
RACK PUERTA FRONTAL	0,49
RACK PUERTA POSTERIOR	0,27
BALDOSA 25%	0,06
BALDOSA 50 %	0,15

Figura 13

Baldosas usadas en piso falso



Por último, se tomaron dimensiones de los racks con 1,98 m de alto, 1,06 m de profundidad y 0,6 m de ancho (al igual que las baldosas).

Figura 14

Parte posterior de rack



Una vez con las dimensiones necesarias obtenidas se recreó la infraestructura por la que circula el aire.

2.3 Escritura de programa para simulación de comportamiento de aire

Debido a que el componente *Butterfly* no permite agregar fuentes de calor, algo crucial porque los equipos dentro de los *racks* son considerados así, se debió de buscar un método para modelar esta alza de temperatura en el aire una vez que este pasó a través de ellos.

Una forma era crear un comando que cumpliera este objetivo mediante el *software Python*; solución descartada por temas de tiempo que trae el aprender programación. Otra forma, la cual fue la seleccionada, fue mediante la ecuación de transferencia de calor:

$$Q = C * \rho * V * (T_f - T_i) \quad (2.1)$$

NOTA: Ecuación tomada de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)

Donde Q es el calor generado por el *rack*, C es el calor específico del aire, ρ es la densidad del aire (al nivel del mar al igual que C), V es el flujo volumétrico del aire a través del *rack*, T_i es la temperatura del aire al ingresar al *rack* y T_f es la temperatura al salir.

T_f se la obtuvo despejando y reemplazando los valores para cada *rack*. Los valores correspondientes al calor generado por cada *rack* se los obtuvo del consumo eléctrico de cada uno de ellos y multiplicado por el 50%; esto porque en los análisis que se han hecho en el centro de datos se ha estimado que la energía que se usa en climatización para toda la sala de servidores equivale al 50% del consumo eléctrico para la energización de esta. Para conocer el flujo volumétrico a través de cada *rack* y la T_i la simulación se dividió en dos partes: una entre la entrada del aire bajo el piso falso hasta el ingreso de aire en los *racks* y otra entre la salida de aire de los *racks* hasta los boquetes por los que el aire retorna a las manejadoras de aire, ambos valores determinados en la primera parte.

En la primera parte se seleccionaron dos planos de análisis (uno para cada fila a 5 cm de la entrada de aire de los *racks*), con 72 puntos cada uno, 3 puntos por *rack* y cada uno a tres diferentes alturas para mayor precisión como sugiere (*Thermal guidelines for data processing environments*, 2021).

Como resultado de la simulación en cada punto se obtuvieron vectores de velocidad y temperaturas, para cada *rack* el flujo volumétrico se lo obtuvo multiplicando el área de entrada de aire por la suma de los componentes perpendiculares a esta de cada vector de los tres puntos a su entrada y la T_i se la obtuvo promediando las tres temperaturas obtenidas en estos mismos puntos.

Con estos últimos dos valores se pudo finalmente calcular la T_f a la que sale el aire de cada *rack*. Tanto T_f como el flujo volumétrico calculados fueron críticos para la segunda parte

ya que se los usó como parámetros de entrada, a diferencia de la primera parte en la que los parámetros de entrada fueron la temperatura de suministro y la velocidad del aire configurados en las manejadoras de aire. De esta manera se logró un análisis completo de la sala de servidores, desde la entrada de aire bajo el piso falso hasta los boquetes para retorno de aire a las manejadoras.

Finalmente se hicieron cinco simulaciones: una con los parámetros de entrada con los que se está operando el centro de datos actualmente, otras tres con los tres puntos del rango de temperaturas de aire de enfriamiento recomendado (límite inferior, superior y punto medio) 18°, 27°C y 22,5°C y una última con la capacidad mínima de flujo de aire con el que pueden operar las manejadoras (60%) que se tienen en el centro de datos y con una temperatura de 22,5°C. Esta última temperatura se la eligió ya que nos da un margen de error de 4,5°C en caso de que alguno de los equipos de enfriamiento falle y aún estar dentro del rango recomendado.

Para las últimas cuatro simulaciones las temperaturas de las “paredes” que colindan con las filas de *racks* se usó la temperatura promedio de salida de los racks con motivo de que el aire de los pasillos calientes se vea afectado por el aire de expulsión de los *racks* y tenga efecto en la simulación y hacerlo lo más teóricamente exacto posible.

2.3.1 Escritura de primera parte de simulación

Para la escritura de la simulación en *Grasshopper* se realizaron los siguientes pasos:

- 1- Definir que se trataba de un caso de geometría, esto porque la simulación se da en el interior de un edificio y no en exteriores.
- 2- Definir superficies de frontera: las superficies limitantes (CAD de la infraestructura) con sus temperaturas superficiales tomadas en sitio. Para estas dos primeras simulaciones sólo se tomaron en cuenta el piso falso, las baldosas perforadas, acrílicos y *racks*.

Figura 15

Superficies fronteras de primeras simulaciones

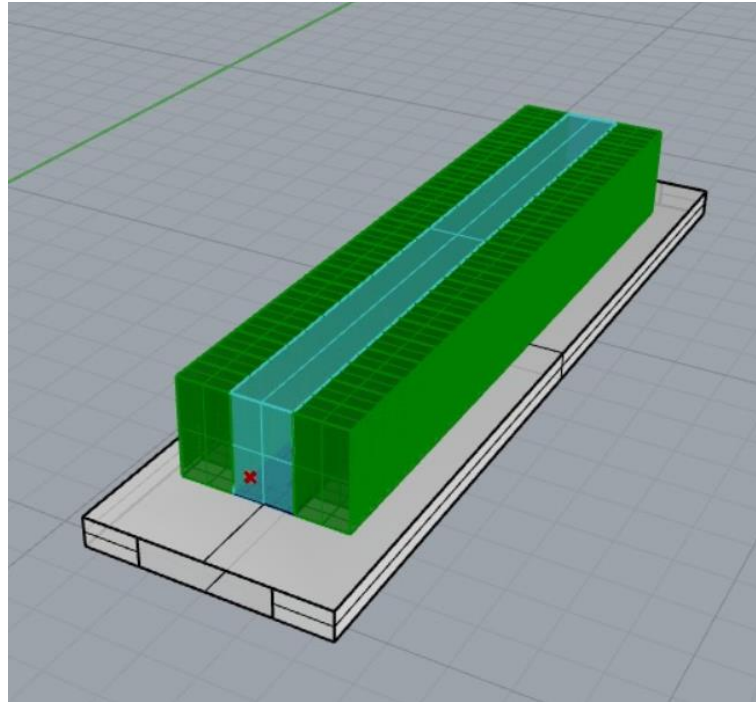


Tabla 2

Temperaturas de superficies de frontera usadas en las tres simulaciones

	TEMPERATURA [°C]
TECHO	28,30
PAREDES SISTEMAS 1 & 2	25,10
PARED DELIMITANTE FILA 2	26,96
PARED DELIMITANTE FILA 5	27,57
ACRÍLICOS	14,30
BALDOSAS	14,30
RACKS	14,30

3- Definir y seleccionar en el CAD las superficies que representan las áreas de entrada y salida de aire. En esta parte como entrada de aire se seleccionaron los boquetes por los que entran los flujos de aire desde las manejadoras hacia el piso falso y la salida las hendidijas que están en las puertas de salida de aire a los racks. Como parámetro de entrada se ingresaron velocidad de aire (representadas por dos vectores) y temperatura; ambos tomados en sitio mediante un anemómetro.

Figura 16

Condición de entrada de velocidad de aire y temperatura y toma de valores

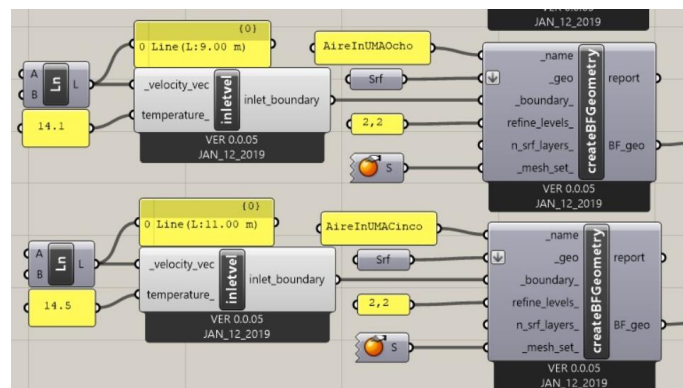


Figura 17

Representación de áreas de salida de aire de primeras simulaciones (y entrada de aire de la tercera simulación)

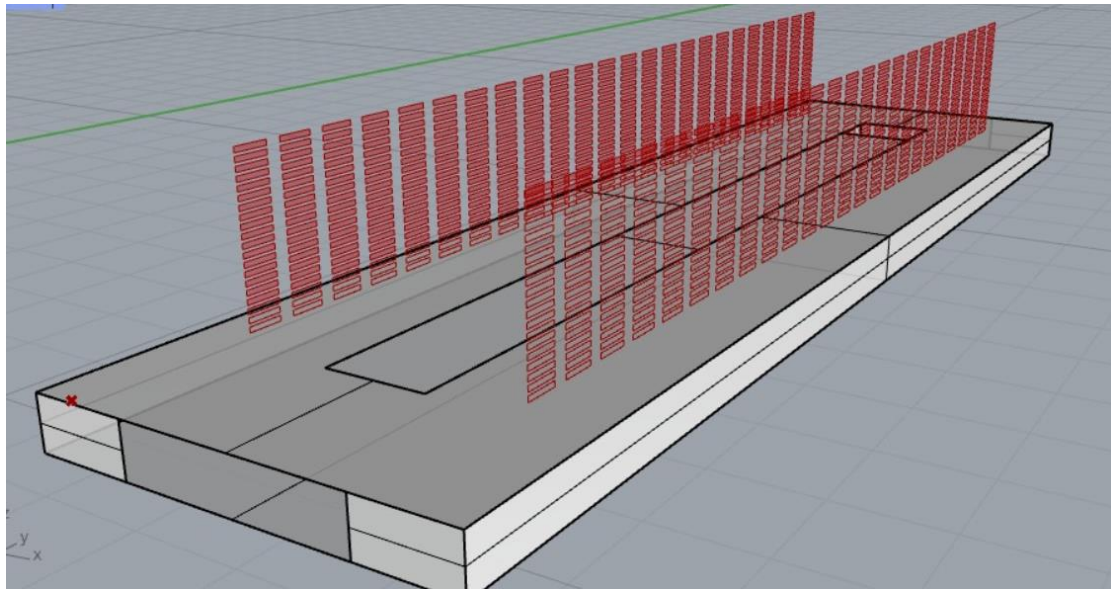


Tabla 3

Parámetros de aire de entrada tomados en sitio

	VELOCIDAD [m/s]	TEMPERATURA [°C]
SISTEMA 1	11,10	14,50
SISTEMA 2	9,10	14,10

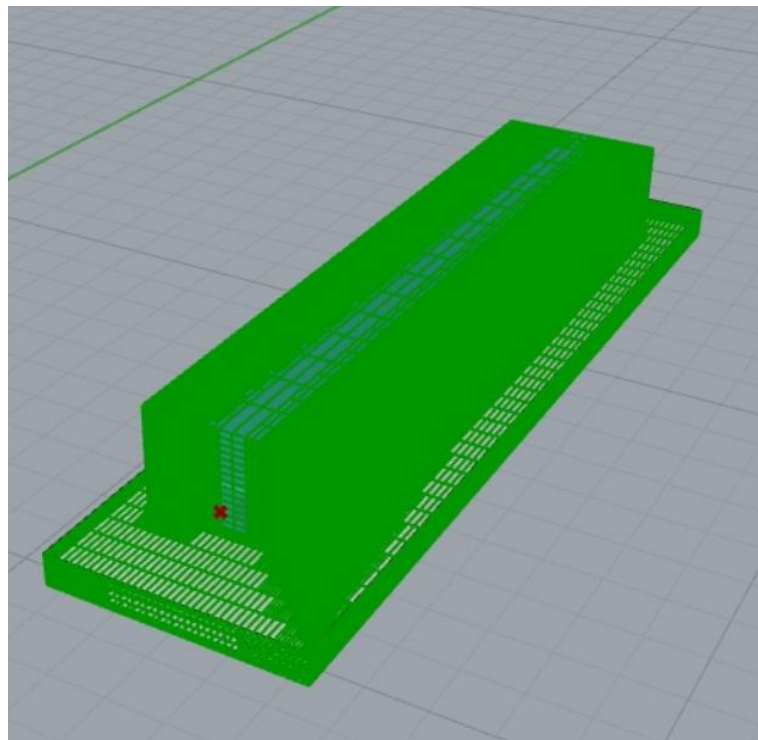
4- Crear el caso de geometría seleccionando e integrando todas las geometrías que forman parte de los puntos 2 y 3.

5- Crear la malla para el análisis del comportamiento del aire en dentro de la infraestructura. La densidad de malla viene definida por configuración inicial, pero se la definió a voluntad para cada una de las superficies por separado, algo importante ya que las baldosas y puertas de los racks son superficies de mayor complejidad y para ser analizadas

correctamente fue necesario aumentar esta densidad de malla en relación con el techo, paredes, piso falso y acrílicos que son superficies simples.

Figura 18

Malla de superficies fronteras



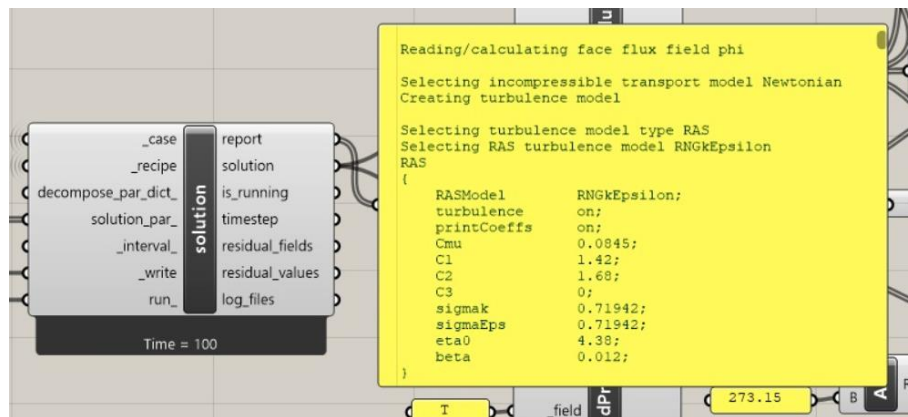
6- Definir si es un flujo transitorio o estacionario y si se considera que el flujo es incompresible o no. Nosotros consideramos el flujo como estacionario e incompresible como lo describe (Mirzaei Parham, 2023) para sistemas mecánicos con conservación de masa como el nuestro. Con esto se eligió con seguridad la “receta” de transferencia de calor provista por *Butterfly* para flujos incompresibles y estacionarios que a la vez incluye el cálculo y análisis de velocidad.

7- Cálculo de número de Reynolds a partir de ecuaciones (1.5) y (1.6) para confirmar que ambos flujos de entrada son turbulentos y seleccionar un modelo matemático de turbulencia. Con la turbulencia confirmada se seleccionó el modelo matemático para

turbulencia $k-\epsilon$ RNG que es el más adecuado para nuestro caso y que está entre las opciones provistas por *Grasshopper* para el cálculo de la solución.

Figura 19

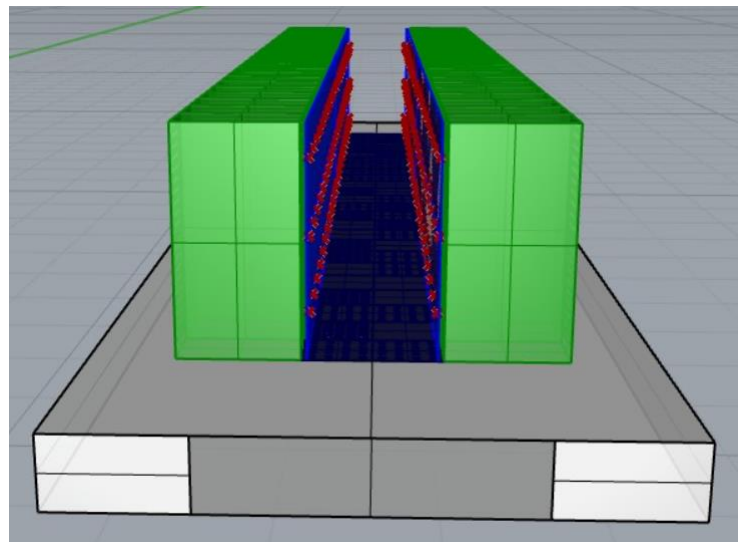
Reporte de solución donde se aprecia el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG para flujo incompresible



8- Creación de planos y selección de estos, a los que pertenecen los puntos en el que se mostrarán y calcularán los vectores de velocidad resultantes y temperaturas, como se mencionó con anterioridad se los ubicó previo a la entrada de aire de los *racks*, uno por fila.

Figura 20

Planos con puntos de análisis de primeras dos simulaciones



9- Ingreso de número de iteraciones en la solución. Ya que existe una gran cantidad de puntos de análisis en los planos seleccionados, existe también un alto costo computacional; por lo que se eligió hacer sólo 100 iteraciones para estas simulaciones en lugar de las 1000 que vienen preconfiguradas.

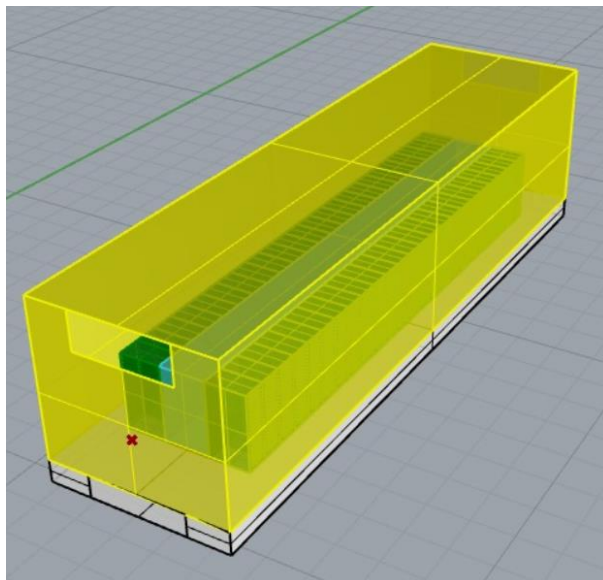
2.3.2 Escritura de segunda parte de simulación

1- Definir que se trataba de un caso de geometría al seguir siendo en el interior de un edificio.

2- Definir superficies de frontera: las superficies limitantes (CAD de la infraestructura) con sus temperaturas superficiales tomadas en sitio. Para esta simulación se toman en cuenta los racks, piso falso, acrílicos, paredes y techo.

Figura 21

Superficies fronteras de tercera simulación



3- Definir en el CAD las superficies que representan las áreas de entrada y salida de aire. En esta parte las superficies que representaron la entrada de aire fueron las hendiduras que están en la puerta de la salida de aire de los racks y la salida de aire representada por las superficies que están en los boquetes de retorno de aire de las manejadoras de aire. En este

caso, como se adelantó en la sección 2.3, se eligió flujo volumétrico como parámetro de entrada en lugar de la velocidad. A diferencia de la primera simulación donde solamente había dos componentes que representan ambas entradas de aire, aquí se tuvieron que considerar 48 entradas, una por cada *rack*, al igual que 48 temperaturas.

Figura 22

Condición de entrada de flujo másico de aire y temperatura

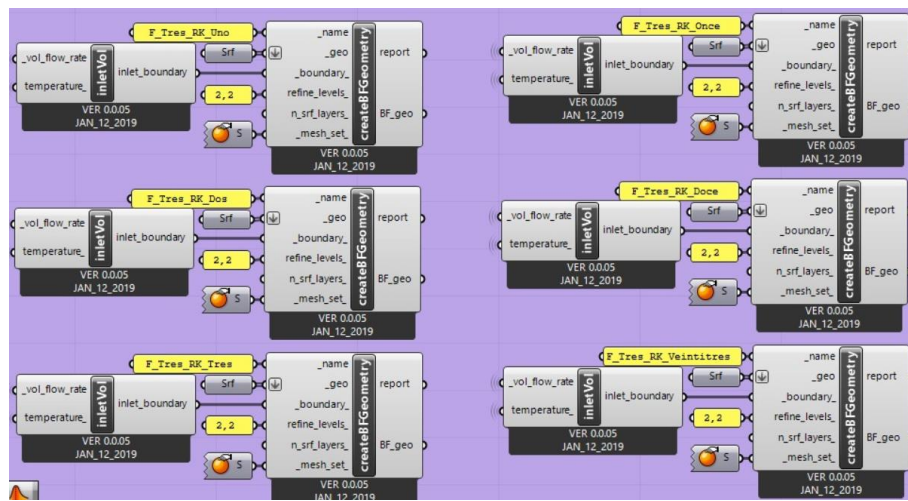
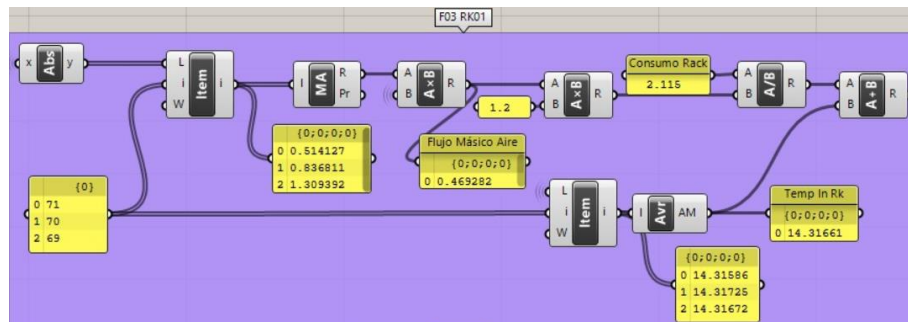


Figura 23

Ejemplo de cálculo mediante Grasshopper de flujo másico y temperatura de entrada para uno de los racks

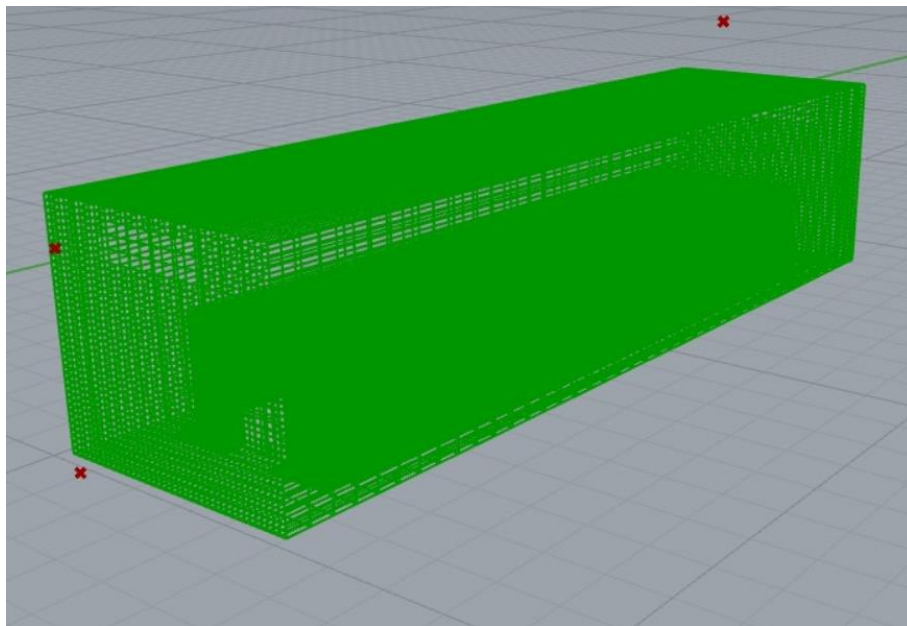


- 4- Crear caso de geometría integrando las geometrías de los puntos 2 y 3.
- 5- Crear la malla para el análisis del comportamiento del aire en dentro de la infraestructura. Aquí únicamente se debió aumentar la densidad de malla de las hendiduras de

ingreso de aire; las demás superficies no eran complejas por lo que se usó una densidad de malla menor.

Figura 24

Malla de superficies fronteras

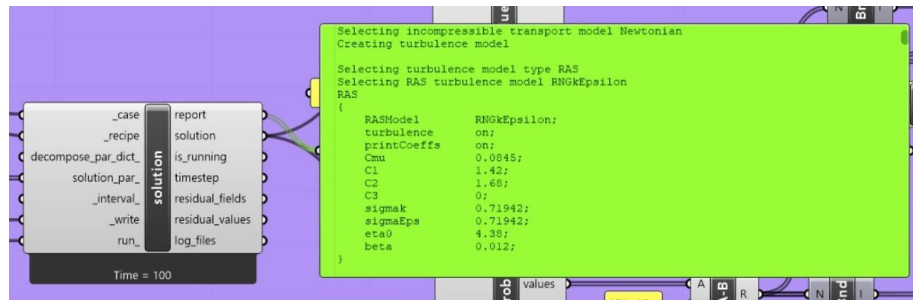


6- Se siguió considerando un flujo estacionario e incompresible al seguir siendo un sistema mecánico con conservación de masa. Por lo que se sigue usando la “receta” de transferencia de calor provista por *Butterfly*.

7- De la misma manera se siguió usando el modelo matemático para turbulencia $k-\epsilon$ RNG provisto por *Grasshopper* para el cálculo de la solución.

Figura 25

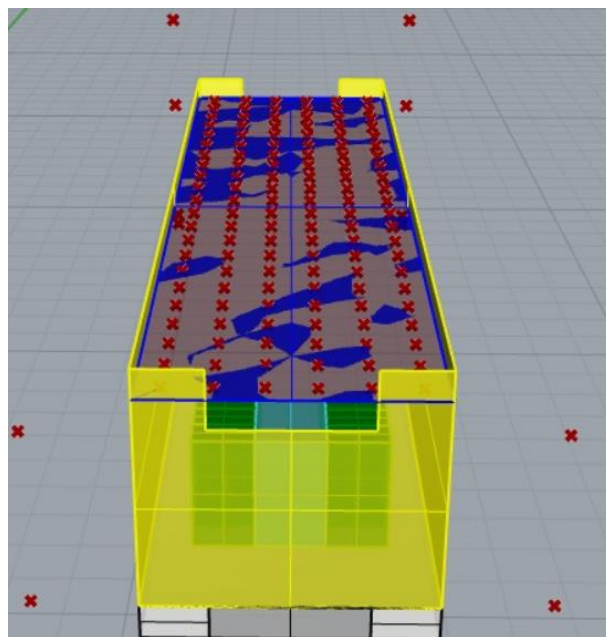
Reporte de solución donde se aprecia el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG para flujo incompresible



8- Creación de plano y selección de este, al que pertenecen los puntos en el que se mostrarán y calcularán los vectores de velocidad resultantes y temperaturas.

Figura 26

Plano con puntos de análisis de tercera simulación



9- Ingreso de número de iteraciones en la solución. Al igual que en las primeras simulaciones, debido al costo computacional, se debió elegir 100 iteraciones.

2.4 Ejecución simulación

Con el programa completamente escrito se pudo ejecutar la simulación dentro de la sala de servidores en su totalidad y obtener resultados para velocidad y temperatura.

Los resultados de estos análisis fueron comparados con los que se obtuvieron en sitio mediante los sensores de temperatura de las manejadoras para corroborar qué tan precisa resultó la simulación.

Cabe recalcar que cada vez que se desee saber la temperatura y velocidad de algún punto dentro de la sala de servidores se debe de crear un plano que incluya el punto a conocer y ejecutar nuevamente la simulación.

2.5 Cálculo de consumo energético

Para el cálculo del consumo energético en cada caso se usa la ecuación 2.1; donde Q es el calor extraído por el sistema de climatización, C es el calor específico del aire, ρ es la densidad del aire (al nivel del mar al igual que C tomados de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)), V es el flujo volumétrico del aire a través de la manejadora, T_i es la temperatura de suministro del aire y T_f es la temperatura de retorno.

2.6 Estimación de costos y selección de equipos

Con el valor obtenido de la ecuación 1.8 se procede a calcular el costo de operación con la tasa de conversión:

$$\text{Costo (\$USD)} = Q(kWh) * \frac{0.09 \text{ \$USD}}{kWh} \quad (2.2)$$

NOTA: Tasa de conversión tomada en base al costo actual del kilowatt-hora

De la misma manera, la selección de equipos se la puede realizar a partir del valor obtenido de la ecuación 1.8, mediante la tasa de conversión:

$$TR = Q(kWh) * \frac{1 TR}{3,52 kWh} \quad (2.3)$$

NOTA: Tasa tomada de (Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy, n.d.)

Capítulo 3

3. Resultados y análisis

Tabla 4

Número de Re obtenidos para cada flujo de aire

	Re
Manejadora 5	175230
Manejadora 8	143370

En ambos casos se cumple que $Re > 4000$ y se consideran flujos completamente turbulentos.

3.1 Resultados y análisis de simulación con temperatura y velocidad de aire actuales

Los resultados obtenidos de la primera parte de la simulación, para cada caso, se los puede encontrar en Apéndices.

Tabla 5

Parámetros de entrada y salida de aire de manejadoras y temperatura de retorno obtenida de simulación y porcentaje de erro

% de operación de ventiladores:	UMA	Vel (m/s)	Flujo Volumétrico (m³/s)	Temp Ent (°C)	Temp Ret Teó (°C)	Temp Ret Práct (°C)	% de error
75	5	11,10	17,03	14,50	25,75	26,60	3
	8	9,10	13,93	14,10	26,08	28,10	7

Figura 27

Mapa de calor de resultados de simulación a la altura de boquetes de retorno de aire

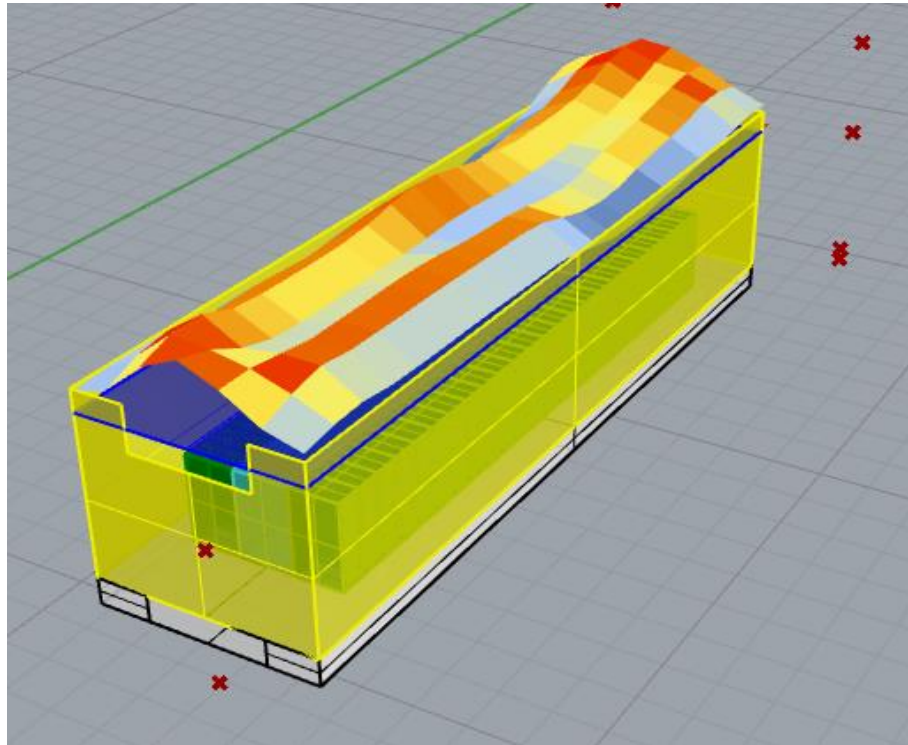


Figura 28

Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente

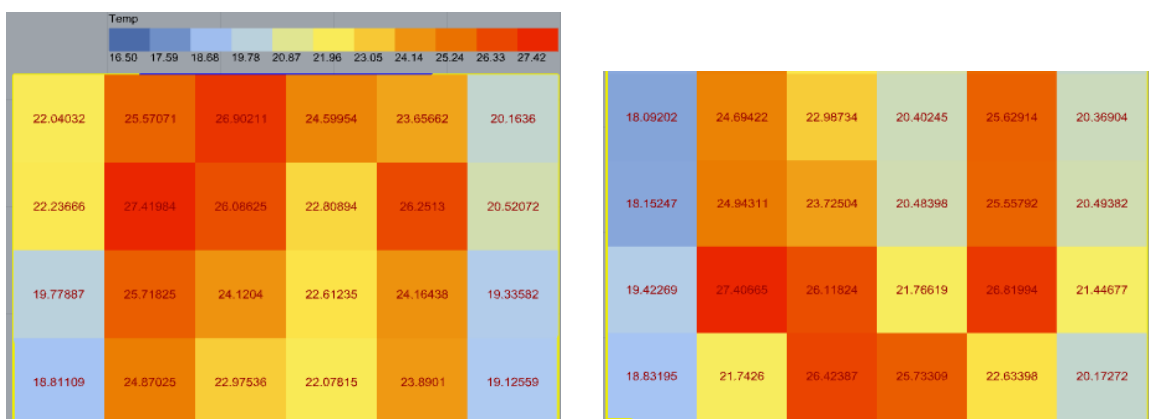
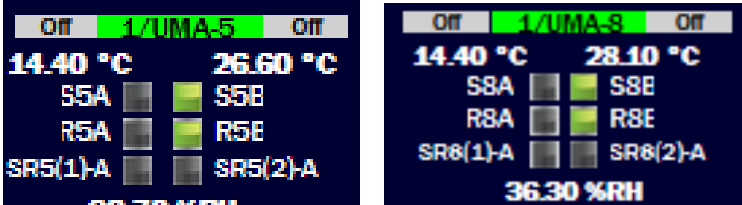


Figura 29

Temperatura de aire de retorno en manejadoras tomadas en sitio



Como se puede apreciar, la diferencia entre las temperaturas reales y las obtenidas de la simulación no difieren mayormente, siendo 0,85°C y 2,02°C en las manejadoras 5 y 8 respectivamente. Esto se lo puede atribuir a varios factores como que en la simulación no se consideraron factores como canaletas por las que pasa cableado eléctrico, la iluminación, la temperatura de las “paredes” (que en realidad son pasillos calientes) que colindan con la Fila 2 y Fila 5 se las consideró uniforme cuando en realidad varía a lo largo del mismo o que el 50% de consumo eléctrico como referencia para emisión de calor no se cumple en todos los racks ya que esta es una media basada en todas las 10 filas de racks del centro de datos y no sólo en las dos que se han analizado en este proyecto.

3.2 Resultados y análisis de simulación con temperaturas de entrada de 18°C, 27°C y 22,5°C (manteniendo velocidad de aire)

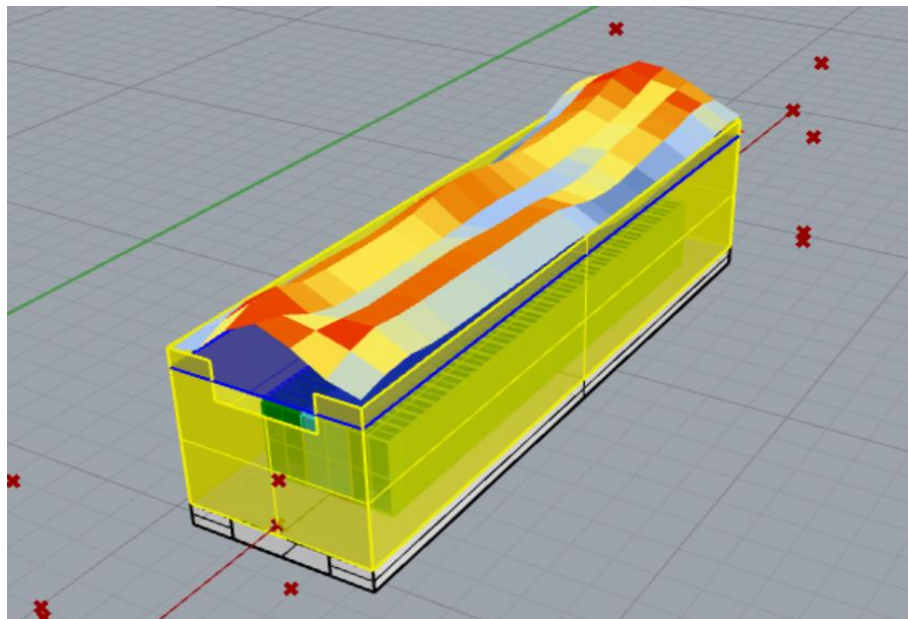
Tabla 6

Parámetros de entrada de aire de manejadoras y temperatura de retorno resultante obtenida de simulación para cada caso

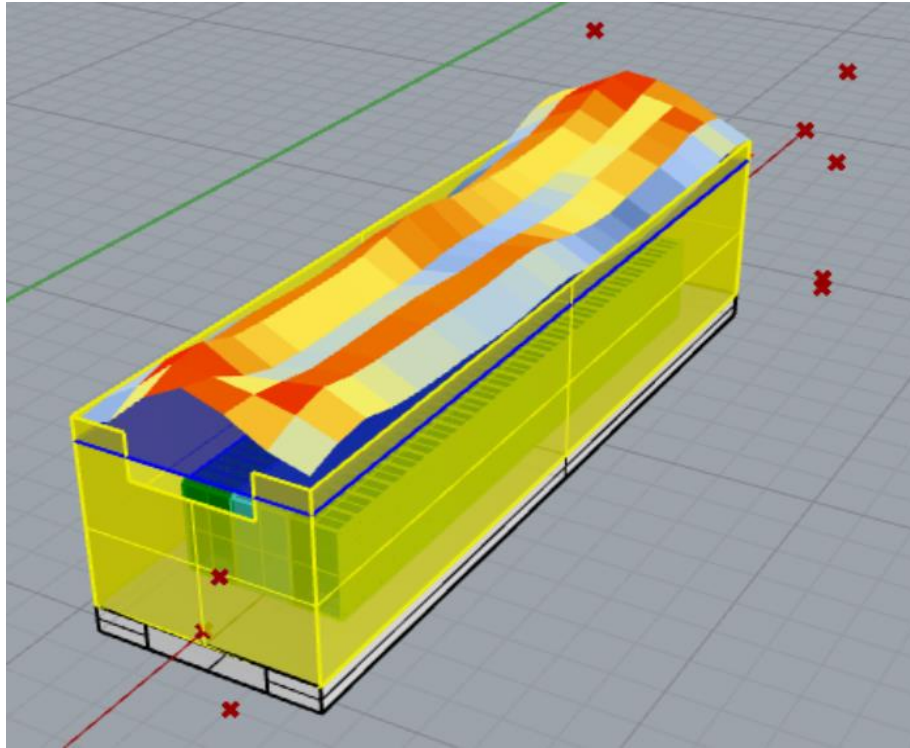
% de operación de ventiladores:	UMA	Vel (m/s)	Flujo Volumétrico (m ³ /s)	Temp Ent (°C)	Temp Ret (°C)
75	5	11	17,03	18	26,62
	8	9	13,93		27,13
	5	11	17,03	22,5	27,98
	8	9	13,93		28,38
	5	11	17,03	27	29,31
	8	9	13,93		29,55

Figura 30

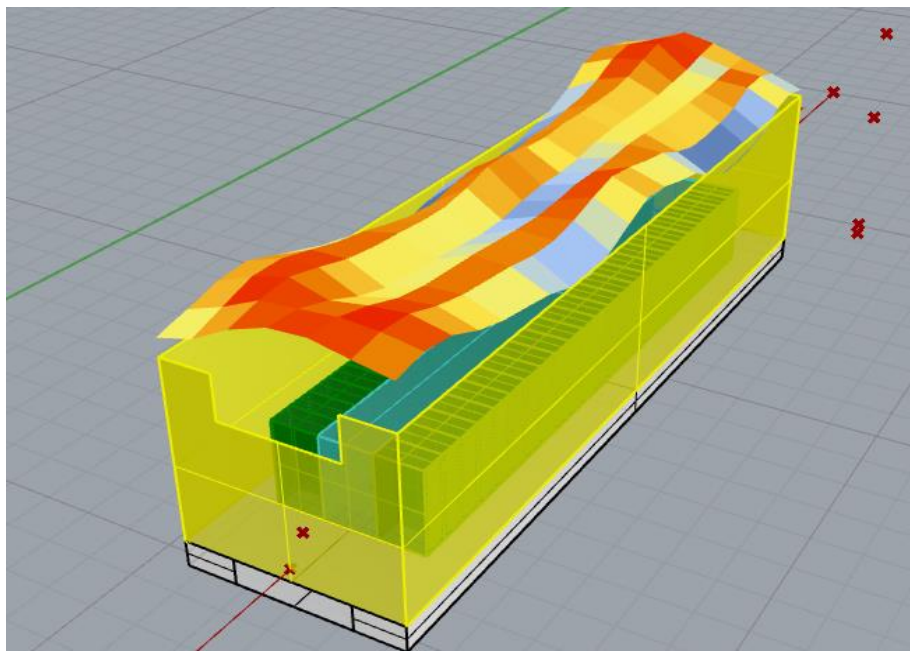
Mapas de calor de resultados de simulaciones



18°C



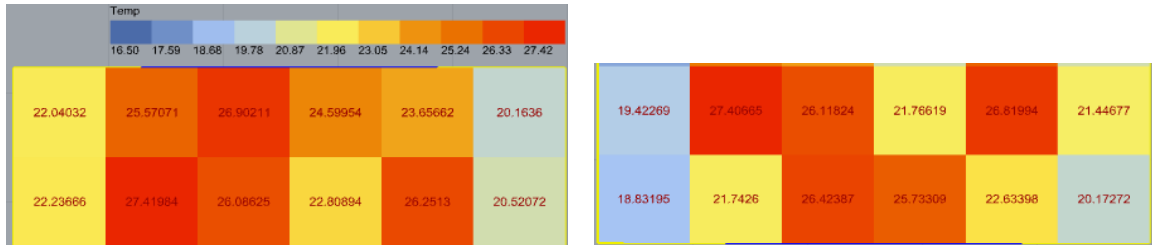
22,5°C



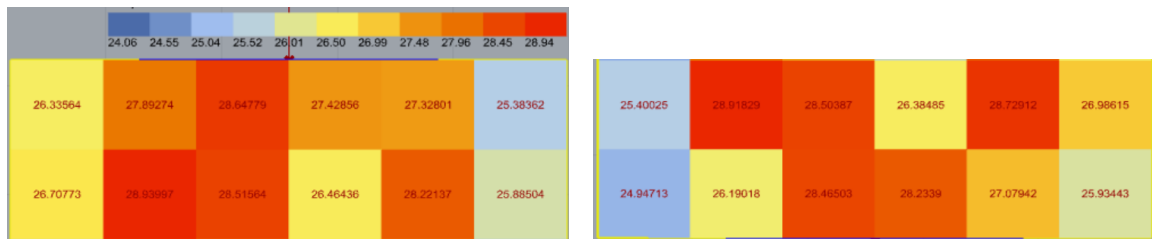
27°C

Figura 31

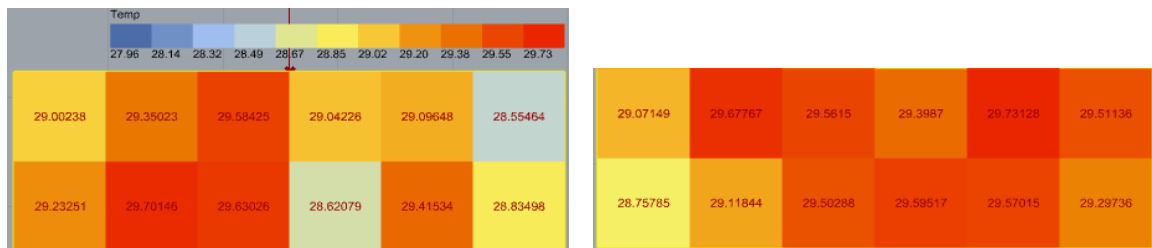
Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente



18°C



22,5°C



27°C

Como era de esperarse, las temperaturas de retorno en ambas manejadoras subieron, aunque no de manera considerable en comparación al aumento de temperatura de aire a la entrada; siendo que se aumentó desde 4°C hasta 9°C la temperatura del aire de entrada y la temperatura de retorno no aumentó en más de 3,56°C en la manejadora 5 y 3,47°C en la manejadora 8, en relación a las temperaturas obtenidas de la simulación con los valores de operación actuales.

3.3 Resultados y análisis de simulación con temperatura de entrada de 22,5°C y ventiladores a 60% de su capacidad

Tabla 7

Parámetros de entrada de aire de manejadoras y temperatura de retorno resultante obtenida de simulación

% de operación de ventiladores:	UMA	Vel (m/s)	Flujo Volumétrico (m ³ /s)	Temp Ent (°C)	Temp Ret (°C)
60	5	8,8	13,62	22,5	28,16
	8	7,2	11,15		28,66

Figura 32

Mapa de calor de resultados de simulación

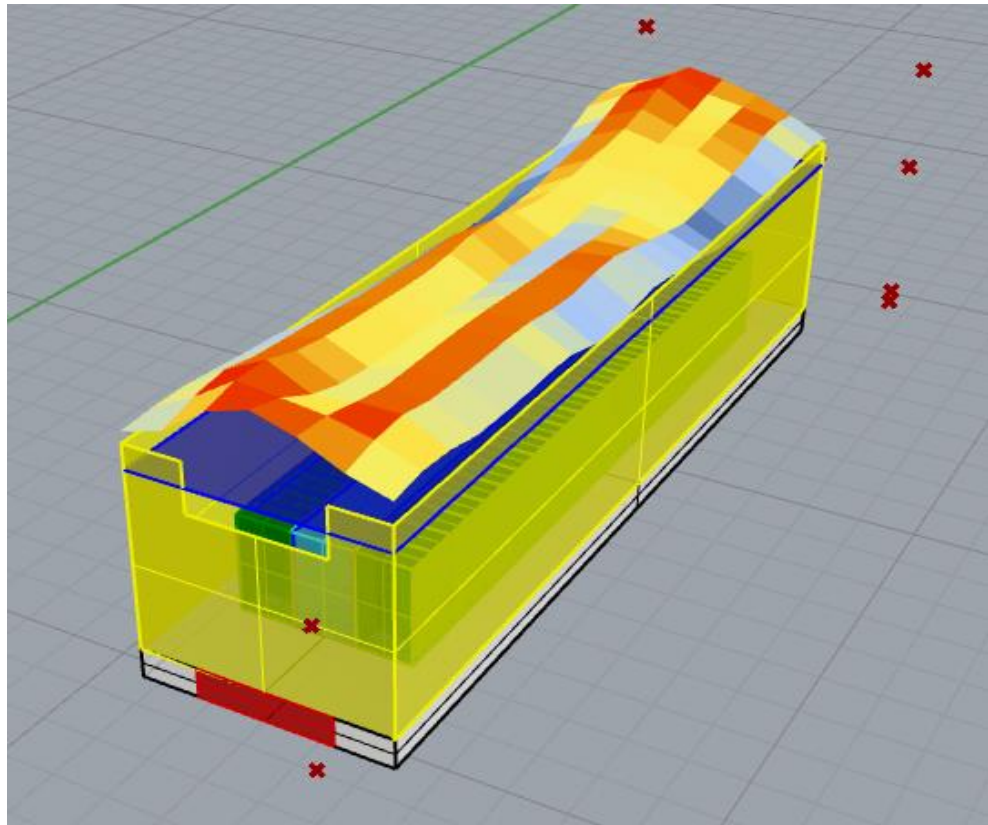
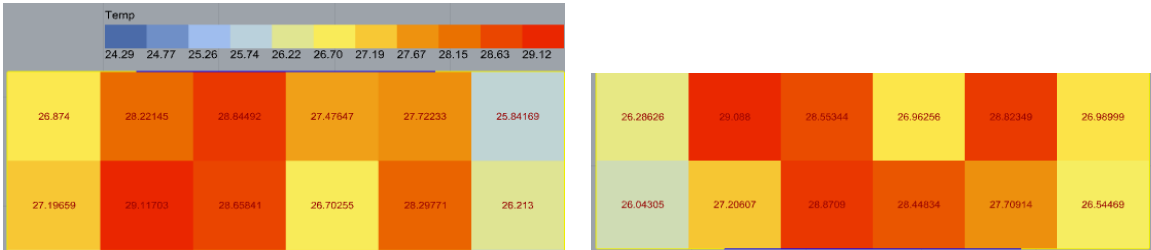


Figura 33

Resultados de temperatura en la entrada de boquetes para manejadoras 5 y 8 respectivamente



Con los resultados obtenidos se puede observar que la temperatura de retorno no varía mucho de la temperatura de retorno con los ventiladores funcionando a un 75% a la misma temperatura; la temperatura de salida de los *racks* aumenta como era de esperarse al ser el flujo másico menor, pero en ninguna de las dos manejadoras la temperatura la temperatura de retorno aumenta más de 0,4°C.

3.4 Aplicaciones de herramienta de simulación

La herramienta creada en este proyecto tiene algunas aplicaciones, ya que a partir de las temperaturas de retorno resultantes se puede hacer una estimación de la energía necesaria para retirar el calor generado por lo equipos informáticos y a su vez con esta energía estimada se puede calcular la carga de diseño y el costo de operación.

3.4.1 Energía

A partir de la ecuación 2.1 y usando los valores de temperatura obtenidos de las simulaciones obtenemos los siguientes valores:

Tabla 8

Energía requerida por cada manejadora para enfriamiento de aire

Manejadora	Temp Ret (°C)	Temp Ent (°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q (kW)
5 (75%)	26,60	14,50	12,10	247,99
	26,62	18,00	8,62	176,68
	27,98	22,50	5,48	112,24
	29,31	27,00	2,31	47,41
5 (60%)	28,16	22,50	5,66	92,80
8 (75%)	28,10	14,10	14,00	234,76
	27,13	18,00	9,13	153,05
	28,38	22,50	5,88	98,62
	29,55	27,00	2,55	42,74
8 (60%)	28,66	22,50	6,16	82,64

Figura 34

Gráfica comparativa de consumo de energía para cada caso

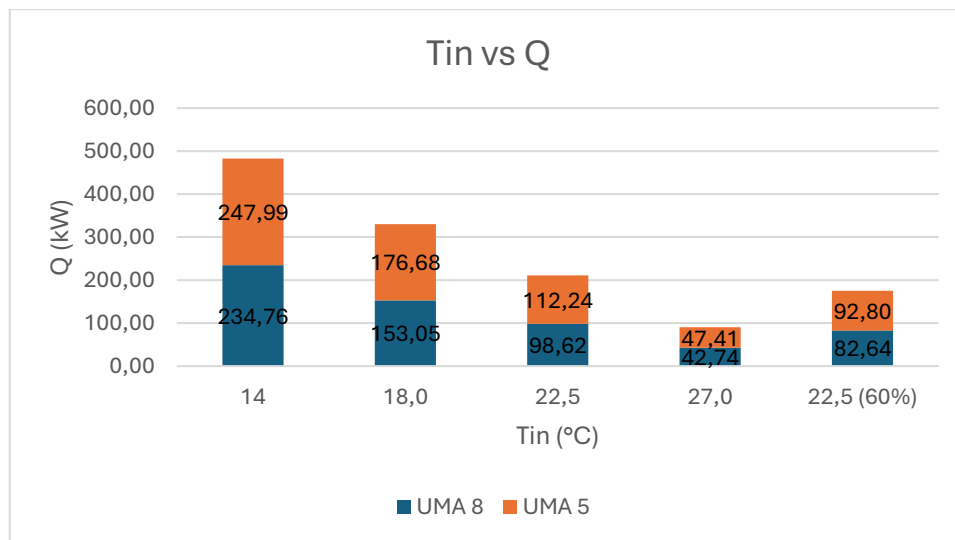


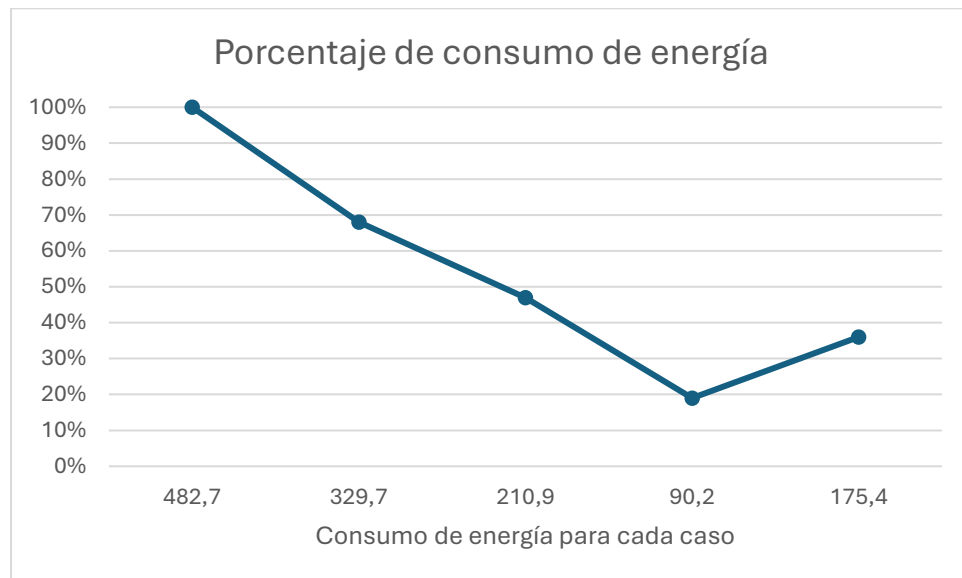
Tabla 9

Energía total requerida para enfriamiento de aire en cada caso

Temp Ent (°C)	Q ₅ (kW)	Q ₈ (kW)	Q _T (kW)	
14	247,99	234,76	482,70	100%
18,0	176,68	153,05	329,70	68%
22,5 (75%)	112,24	98,62	210,90	47%
27,0	47,41	42,74	90,20	19%
22,5 (60%)	92,80	82,64	175,40	37%

Figura 35

Curva de consumo de energía en cada caso de estudio



Se tiene un consumo total de 175,44 kW cuando los ventiladores de la manejadora trabajan a un 60% de su capacidad y la temperatura de suministro es 22,5°C y un consumo de 482,7 kW cuando se trabaja con los parámetros actuales. Es decir que se puede disminuir el consumo de energía hasta en un 63%. Aquí cabe recalcar que este consumo de energía está dado tanto por la manejadora como por el *chiller* con el que se enfría el agua de suministro.

3.4.2 Análisis económico

Con los mismos valores de energía obtenidos en el punto 3.4.1 se pudo estimar los costos de operación utilizando la ecuación 2.2.

Debe tenerse en cuenta que al tratarse de un centro de datos que trabaja de manera ininterrumpida los equipos están funcionando las 24 horas los 7 días de la semana.

Tabla 10

Costos de operación con parámetros actuales y con parámetros propuestos

Temp Ent (°C)	Q_T (kW)	USD\$
14	482,70	31282,08
18,0	329,70	21366,81
22,5 (75%)	210,90	13664,37
27,0	90,20	5841,94
22,5 (60%)	175,40	11368,28

Se puede tener un considerable ahorro económico, si se aplican las recomendaciones dadas, de casi USD\$ 20000.

3.4.3 Selección de equipos

Aunque no es nuestro caso ya que ya contamos con manejadoras de aire, se pueden utilizar los valores de energía obtenidos para dimensionar la carga de refrigeración de operación y así seleccionar equipos de enfriamiento. Para trabajar con los parámetros recomendados y utilizando la ecuación 2.3 se pudo determinar que requieren equipos que puedan remover 49,84 TR y al tratarse de dos manejadoras entonces cada una debe de tener una capacidad de 25 TR.

Dependiendo de las manejadoras seleccionadas que estén disponibles en el mercado se podrá seleccionar los *chillers*, esto porque cada manejadora tiene sus propios parámetros de operación, como, por ejemplo, las que se tienen en el centro de datos solamente pueden trabajar con agua helada entre 7°C y 12°C (LEONARDO EVOLUTION Manual de Instrucciones LEONARDO EVOLUTION, n.d.).

3.5 Residuales y convergencia

Los residuales finales de las simulaciones fueron inferiores a 1 milésima, es decir que en cada iteración los valores de temperatura no varían $\pm 0,001$ en relación con su valor en la iteración anterior; esto a partir de la iteración 47 que es cuando se alcanza la convergencia.

Figura 36

Iteración en la que residuales superan los 0,001 de diferencia

```
Time = 46
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.0035830489, Final residual = 0.00018025866, No Iterations 4
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.0028939503, Final residual = 0.00025589215, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for Uz, Initial residual = 0.0037574512, Final residual = 0.00033873549, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for T, Initial residual = 0.0088350143, Final residual = 0.00084241583, No Iterations 2
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.038992825, Final residual = 0.00038269858, No Iterations 30
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0061180986, Final residual = 5.809489e-005, No Iterations 80
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0017653774, Final residual = 1.6699823e-005, No Iterations 50
time step continuity errors : sum local = 1.8043394e-005, global = -1.5659146e-006, cumulative = -0.00011051232
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0034478967, Final residual = 0.00018440779, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.012362357, Final residual = 0.0010456518, No Iterations 3
ExecutionTime = 88.707 s ClockTime = 89 s

Time = 47
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.0035015233, Final residual = 0.00017678574, No Iterations 4
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.0028214971, Final residual = 0.00024833911, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for Uz, Initial residual = 0.0036541086, Final residual = 0.00032738102, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for T, Initial residual = 0.0088240439, Final residual = 0.0008434245, No Iterations 2
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.038594933, Final residual = 0.00038007877, No Iterations 63
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0061065352, Final residual = 5.9570713e-005, No Iterations 77
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0017053014, Final residual = 1.5474926e-005, No Iterations 91
time step continuity errors : sum local = 1.6845791e-005, global = -2.1961006e-007, cumulative = -0.00011073193
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0033158348, Final residual = 0.00017476114, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.01186633, Final residual = 0.00099786413, No Iterations 3
ExecutionTime = 90.724 s ClockTime = 91 s
```

Figura 37

Residuales finales

```
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.012187847, Final residual = 0.0001185584, No Iterations 28
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0016866401, Final residual = 1.6733349e-005, No Iterations 83
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.00047587941, Final residual = 4.3523513e-006, No Iterations 42
time step continuity errors : sum local = 5.8234756e-006, global = -8.157359e-009, cumulative = -0.00014851222
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0015018408, Final residual = 7.6779415e-005, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.0040522256, Final residual = 0.00031793895, No Iterations 3
ExecutionTime = 179.46 s ClockTime = 180 s

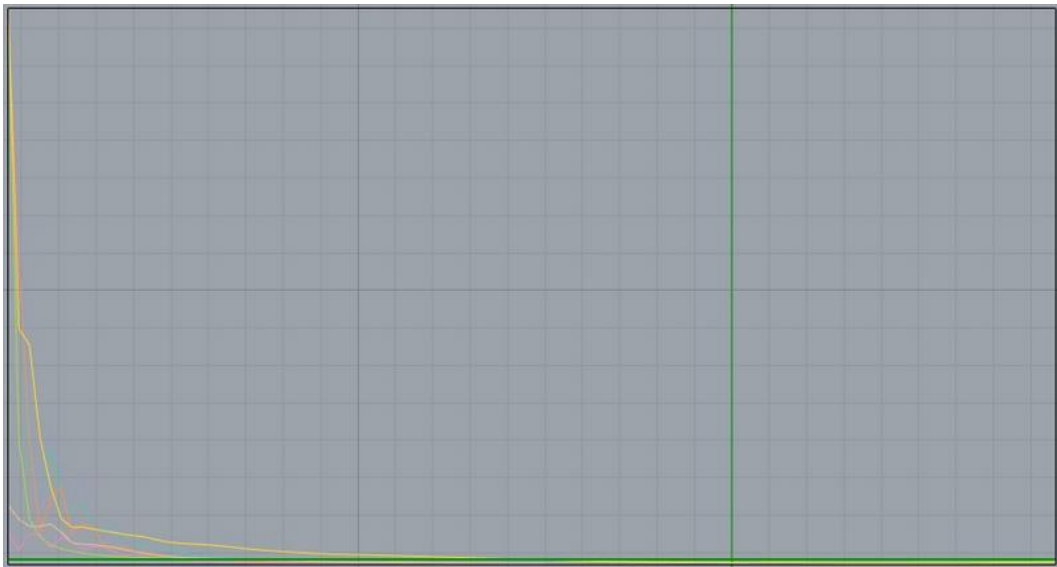
Time = 100
3
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.0013816716, Final residual = 7.3913732e-005, No Iterations 4
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.0014082747, Final residual = 0.00013621996, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for Uz, Initial residual = 0.001571233, Final residual = 8.2050326e-005, No Iterations 4
smoothSolver: Solving for T, Initial residual = 0.0074608705, Final residual = 0.00022070809, No Iterations 3
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.011993622, Final residual = 0.00011747064, No Iterations 30
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.0016673185, Final residual = 1.6556236e-005, No Iterations 78
DICPCG: Solving for p_rgh, Initial residual = 0.00047317527, Final residual = 4.6631581e-006, No Iterations 47
time step continuity errors : sum local = 6.2396506e-006, global = -9.3543626e-008, cumulative = -0.00014860576
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0014815248, Final residual = 7.6556065e-005, No Iterations 3
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.0041328628, Final residual = 0.00032085683, No Iterations 3
ExecutionTime = 183.562 s ClockTime = 184 s

End
Failed to read C:\Users\Ingrid\buttefly\SimulacionParteDos\log\buoyantBoussinesqSimpleFoam.err:
[Erno 2] No se pudo encontrar el archivo
'C:\Users\Ingrid\buttefly\SimulacionParteDos\log\buoyantBoussinesqSimpleFoam.err'. :
C:\Users\Ingrid\buttefly\SimulacionParteDos\log\buoyantBoussinesqSimpleFoam.err
done!
```

Por lo que a pesar de haber tenido que escoger un número de iteraciones baja en comparación a lo que se suele usar en los textos, los valores obtenidos no variarían casi nada incluso si se usara un número de iteraciones mayor.

Figura 38

Gráfica de convergencia



En la Figura 38 podemos ver las líneas en las que los valores de cada campo convergen (velocidades y temperatura) y en la parte más baja la línea que marca los residuales inferiores a 0.001. Aquí también se puede apreciar que la convergencia se alcanza antes de la mitad del número de iteraciones ingresados.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

Con los análisis hechos mediante las simulaciones hemos podido confirmar que a medida que se disminuya la temperatura del aire suministrado bajo el piso falso, la energía necesaria para enfriar los equipos de la sala de servidores será menor y en base a esto se han podido determinar propuestas para mejores condiciones de entrada del aire y así mejorar el consumo de energía y por ende la eficiencia; todo respaldado por los cálculos realizados en base a estos mismos resultados obtenidos por la herramienta.

Los resultados son bastante alentadores sin embargo se debe tener en cuenta que estas simulaciones son aproximaciones al ser una primera versión y deben aún de ser comprobadas en la práctica debido a que se tuvieron que hacer adecuaciones al programa para poder llevar a cabo los análisis, sobre todo en la etapa de generación de calor por parte de los equipos de los *racks*.

4.1.1 Conclusiones

- Se desarrolló una herramienta de simulación de predicción de comportamiento de aire que permite variar temperatura y velocidad de entrada de aire, condiciones de frontera y fuentes de calor dentro de una sala de servidores y con la capacidad de aumentar el espacio de análisis al ser de fuente abierta.
- Con las condiciones estudiadas para la validación del modelo para el cual se desarrolló la herramienta de simulación se determinaron porcentajes de error del 3% y 7%, haciendo que los resultados de las simulaciones sean confiables y como consecuencia las estimaciones de consumo de energía a su vez también lo sean.
- Basados en la cantidad de energía necesaria para remover calor de la sala de servidores se propone aumentar la temperatura del aire de suministro a 22,5°C aproximadamente y disminuir el flujo de aire de los ventiladores de 75% a 60% de su capacidad. De esta manera se puede disminuir el consumo de energía y mantenernos dentro el rango recomendado de operación que es una de las condiciones consideradas.

4.1.2 Recomendaciones

Con la experiencia y los conocimientos adquiridos durante la elaboración de esta herramienta algunas recomendaciones para ampliar esta investigación son:

- Por las consideraciones adicionales que se tuvieron para la etapa de generación de calor por los equipos informáticos, se recomienda replicar la investigación, pero creando mediante *Python* un comando para generación de calor y aprovechar que el programa es *open source* y contrastar los resultados con los resultados obtenidos aquí.
- Debido a las limitantes de la computadora con la que se hicieron las simulaciones no se hizo un número de iteraciones mayor, por lo que se recomienda que si se replica la investigación se utilicen instrumentos de mayor potencia para aumentar la confiabilidad de resultados.
- Se puede ampliar este trabajo analizando no solo el pasillo frío que se seleccionó aquí, sino también las otras 8 filas de *racks*, usando la herramienta de simulación aquí desarrollada como base.
- Como alcance, se pueden usar los resultados aquí obtenidos para el dimensionamiento de *chillers* ampliando aún más las aplicaciones de esta herramienta.
- Hay que recordar que los valores aquí obtenidos son meramente teóricos por lo que deben ser comprobados en la práctica. Si se llegase a hacer debe ser cambiando los parámetros de entrada de manera progresiva para observar cuál es la respuesta de los sistemas de clima a estos cambios.
- Para un mejor análisis de la generación de calor de los equipos de la sala de servidores, se puede hacer un análisis *rack* por *rack* y registrar temperaturas de entrada y salida y compararlos con su consumo energético. Así se puede estimar la eficiencia de manera más precisa y considerarla al momento de ingresar los valores de Q en cada *rack*.

Referencias

- Análisis numérico*. (n.d.). Retrieved January 21, 2025, from <https://www.analisisnumerico.com/ejemplos/errores>
- ANSYS Fluent. (2006). *Fluent-k-epsilon*.
- Applying 2011 ASHRAE data center guidelines to HP ProLiant-based facilities*. (2012).
- Artículo Técnico - DELTA Power Solutions*. (n.d.). Retrieved October 19, 2024, from <https://www.deltapowersolutions.com/es-co/mcis/technical-article-the-evolution-of-data-center-cooling.php>
- ASHRAE TC9.9 Data Center Power Equipment Thermal Guidelines and Best Practices*. (2016).
- Carrillo, G. (2021, June 24). *¿Qué nos depara el futuro del cooling?* - DCD. <https://www.datacenterdynamics.com/es/features/qu%C3%A9-nos-depara-el-futuro-del-cooling/>.
<https://www.datacenterdynamics.com/es/features/qu%C3%A9-nos-depara-el-futuro-del-cooling/>
- Carrillo, G. (2022, October 26). *Métricas de eficiencia en los Data Centers (PUE, CUE, WUE) - DCD*. <https://www.datacenterdynamics.com/es/features/m%C3%A9tricas-de-eficiencia-en-los-data-centers-pue-cue-wue/>.
<https://www.datacenterdynamics.com/es/features/m%C3%A9tricas-de-eficiencia-en-los-data-centers-pue-cue-wue/>
- Churazova, A. (2023, June 1). *Data Center Cooling Systems for ASHRAE 90.4 | SimScale*. <https://www.simscale.com/blog/data-center-cooling-ashrae-90-4/>.
<https://www.simscale.com/blog/data-center-cooling-ashrae-90-4/>
- Colman, A., Rincón, J., Araujo, C., Materano, G., & Reyes, M. (2006). The effect of the choice of turbulence model on the simulation of fluid flow on a centrifugal separator. *Revista Técnica de La Facultad de Ingeniería Universidad Del Zulia*, 29(2), 127–133. http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0254-07702006000200005&lng=es&nrm=iso&tlng=es
- Cooling Pro An OI course delivered by DCD Academy*. (n.d.). <https://www.datacenterdynamics.com/en/dcd-academy/>

- Cortés, M., Fazio, P., Rao, J., Bustamante, W., & Vera, S. (2014). Modelación CFD de casos básicos de convección en ambientes cerrados: Necesidades de principiantes en CFD para adquirir habilidades y confianza en la modelación CFD. *Revista Ingeniería de Construcción*, 29(1), 22–45. <https://doi.org/10.4067/S0718-50732014000100002>
- Enfriamiento en centros de datos - Mundo HVAC&R*. (2016, February 12). <https://www.mundohvacr.com/2013/02/enfriamiento-en-centros-de-datos/>.
<https://www.mundohvacr.com/2013/02/enfriamiento-en-centros-de-datos/>
- LEONARDO EVOLUTION Manual de instrucciones LEONARDO EVOLUTION*. (n.d.).
- Liebermann, S. (2024, June 17). *Qué método de enfriamiento se utiliza para la sala de servidores*. <https://masdigital.com.ar/infraestructura-it/que-metodo-de-enfriamiento-se-utiliza-para-la-sala-de-servidores/>.
<https://masdigital.com.ar/infraestructura-it/que-metodo-de-enfriamiento-se-utiliza-para-la-sala-de-servidores/>
- Mehmet Oezcan. (2020, January 6). *How to Check Convergence of a CFD Simulation? | SimScale*. How to Check Convergence of a CFD Simulation? <https://www.simscale.com/knowledge-base/how-to-check-convergence-of-a-cfd-simulation/>
- Mirzaei Parham. (2023). *CFD and Energy Modelling in Buildings Fundamental and Applications (2022)*. 1.
- ¿Qué es un Data Center y cómo funciona? - Cad&Lan*. (n.d.). Retrieved October 19, 2024, from <https://www.cadlan.com/noticias/que-es-un-data-center/>
- Ranald Giles, Jack Evett, & Cheng Liu. (2003). *Mecánica de los Fluidos e Hidráulica*. 3.
- Thermal guidelines for data processing environments (5th ed.)*. (2021). ASHRAE.
- Toapanta-Ramos, L. F., Zapata-Cautillo, J. A., Cholango-Gavilanes, A. I., Quitiaquez, W., Nieto-Londoño, C., & Zapata-Benabithé, Z. (2019). Estudio numérico y comparativo del efecto de turbulencia en codos y dobleces para distribución de agua sanitaria. *Revista Facultad de Ingeniería*, 28(53), 101–118. <https://doi.org/10.19053/01211129.v28.n53.2019.10156>
- Todo lo que debes saber sobre enfriamiento para centros de datos*. (2023, September 8). https://hoffman-latam.com/blog/todo-lo-que-debes-saber-sobre-enfriamiento-para-centros-de-datos/#Refrigeracion_de_salas

Zurera, J. (2024, October 23). *La necesidad de un software específico ante el aumento de la demanda de refrigeración en los Data Centers - DCD.*
https://www.datacenterdynamics.com/es/opinion/la-necesidad-de-un-software-especifico-ante-el-aumento-de-la-demanda-de-refrigeracion-en-los-data-centers/?mkt_tok=NjY1LUtYWS02OTcAAAGWWUsTYtpYExb4Uyf-Yv4JfAIGb3E-GAQUQ-NKe5py9Lsr_3OOesy62nNJUubw5w0_f3tNXm0kY7shsZjT9QegD6kzpzTgwhR5rYLJvz86p0PSDoj5

Apéndice

Tabla 11

Rangos de temperatura y humedad relativa para la operación de un centro de datos

Clase	Tipo de equipo	Rango de Operación Recomendado	Rango de Operación Permitido	Rango de Humedad Relativa Permitida
A1	Servidores de Empresas, productos de almacenamiento	18°C a 27°C	15°C a 32°C	8%HR(-12°C DP) a 80%HR (17°C DP)
A2	Servidores de Volumen, productos de almacenamiento, computadoras personales, estaciones de trabajo	18°C a 27°C	10°C a 32°C	8%HR(-12°C DP) a 80%HR (21°C DP)
A3	Servidores de Volumen, productos de almacenamiento, computadoras personales, estaciones de trabajo	18°C a 27°C	5°C a 40°C	8%HR(-12°C DP) a 85%HR (24°C DP)
A4	Servidores de Volumen, productos de almacenamiento, computadoras personales, estaciones de trabajo	18°C a 27°C	5°C a 45°C	8%HR(-12°C DP) a 90%HR (24°C DP)

Nota: Tabla tomada de (ASHRAE TC9.9 Data Center Power Equipment Thermal Guidelines and Best Practices, 2016)

Tabla 12

Velocidades, temperatura de entrada, temperatura de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación para racks de Fila 3 cuando temperatura de entrada en 14°C

FILA 3						
	Velocidad (m/s)	Temp Ent (°C)	Temp Ent Prom (°C)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)
RK 20	1,30	14,32	14,32	0,45	0,00	14,32
	0,59	14,32				
	0,64	14,32				
RK 19	0,21	14,33	14,32	0,34	2,03	19,27
	0,93	14,32				
	0,80	14,32				
RK 18	1,00	14,44	14,38	0,35	0,17	14,79
	0,28	14,36				
	0,69	14,32				
RK 17	2,10	14,46	14,40	0,71	0,20	14,64
	1,43	14,41				
	0,51	14,34				
RK 24	1,92	14,47	14,42	0,63	0,00	14,42
	0,93	14,44				
	0,71	14,36				
RK 16	2,41	14,48	14,45	0,91	0,32	14,75
	1,24	14,46				
	1,50	14,42				
RK 15	2,00	14,46	14,45	0,82	0,28	14,73
	1,31	14,47				
	1,33	14,41				
RK 14	1,04	14,43	14,43	0,41	1,20	16,89
	0,34	14,46				
	0,93	14,40				
RK 13	1,09	14,36	14,40	0,32	0,72	16,28
	0,04	14,42				
	0,68	14,43				
RK 23	0,66	14,37	14,37	0,24	0,38	15,68
	0,29	14,35				
	0,43	14,39				
RK 12	1,11	14,34	14,34	0,27	0,24	15,08
	0,36	14,33				
	0,05	14,35				
	1,11	14,33	14,33	0,41	0,92	16,18

RK 11	1,01	14,33				
	0,24	14,33				
RK 10	1,19	14,33	14,34	0,77	3,00	17,59
	2,10	14,34				
	1,07	14,35				
RK 09	0,79	14,33	14,33	0,85	0,80	15,11
	1,40	14,33				
	2,66	14,34				
RK 22	0,65	14,32	14,30	1,26	1,72	15,43
	2,78	14,31				
	3,73	14,26				
RK 08	1,11	14,28	14,30	1,58	0,72	14,68
	3,53	14,34				
	4,30	14,29				
RK 07	0,08	14,25	14,20	1,30	0,32	14,41
	3,11	14,20				
	4,17	14,16				
RK 06	0,97	14,31	14,22	1,45	1,48	15,07
	3,04	14,19				
	4,22	14,16				
RK 05	0,80	14,31	14,25	1,00	0,76	14,88
	0,80	14,22				
	4,09	14,21				
RK 21	0,90	14,32	14,28	0,69	2,80	17,68
	0,36	14,29				
	2,64	14,25				
RK 04	0,60	14,32	14,30	0,66	0,20	14,56
	1,00	14,32				
	2,13	14,27				
RK 03	1,19	14,32	14,31	0,41	1,60	17,57
	0,72	14,32				
	0,41	14,29				
RK 02	0,81	14,32	14,31	0,32	2,84	21,69
	0,51	14,32				
	0,50	14,30				
RK 01	1,31	14,32	14,32	0,47	2,12	18,07
	0,84	14,32				
	0,51	14,32				

Tabla 13

Velocidades, temperatura de entrada, temperatura de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación para racks de Fila 4 cuando temperatura de entrada en 14°C

FILA 4						
	Velocidad (m/s)	Temp Ent (°C)	Temp Ent Prom (°C)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)
RK 20	1,16	14,32	14,32	0,31	0,20	14,85
	0,55	14,32				
	0,07	14,32				
RK 19	0,85	14,32	14,32	0,27	0,18	14,88
	0,57	14,32				
	0,13	14,32				
RK 18	1,39	14,32	14,32	0,41	0,40	15,13
	0,91	14,32				
	0,04	14,32				
RK 17	1,34	14,32	14,32	0,53	3,19	19,33
	0,90	14,32				
	0,77	14,33				
RK 24	1,16	14,32	14,33	0,67	0,19	14,56
	0,81	14,32				
	1,81	14,34				
RK 16	0,63	14,32	14,33	0,60	1,72	16,74
	0,44	14,33				
	2,31	14,36				
RK 15	0,59	14,32	14,35	0,62	0,12	14,51
	0,12	14,34				
	2,83	14,39				
RK 14	0,32	14,32	14,36	0,47	0,40	15,07
	0,12	14,36				
	2,24	14,41				
RK 13	0,23	14,32	14,37	0,51	1,88	17,47
	0,52	14,37				
	2,11	14,43				
RK 23	0,64	14,33	14,37	0,55	0,07	14,48
	0,56	14,37				
	1,92	14,43				
RK 12	0,86	14,29	14,36	0,46	0,44	15,16
	0,44	14,37				
	1,32	14,43				
	0,72	14,30				
			14,36	0,58	0,96	15,75

RK 11	0,91	14,37				
	1,65	14,43				
RK 10	2,73	14,31	14,35	1,30	0,68	14,78
	2,09	14,37				
	2,53	14,36				
RK 09	3,99	14,29	14,32	1,17	1,80	15,61
	1,47	14,35				
	1,15	14,31				
RK 22	4,14	14,36	14,34	1,44	0,00	14,34
	2,95	14,33				
	1,09	14,32				
RK 08	3,36	14,37	14,34	1,50	0,80	14,78
	3,32	14,33				
	1,81	14,31				
RK 07	0,23	14,14	14,15	1,10	0,28	14,36
	3,13	14,18				
	2,90	14,15				
RK 06	0,47	14,19	14,16	1,10	2,88	16,34
	2,14	14,16				
	3,62	14,13				
RK 05	2,08	14,31	14,20	1,00	0,00	14,20
	0,44	14,16				
	3,15	14,14				
RK 21	1,67	14,32	14,24	0,76	2,26	16,71
	0,11	14,22				
	2,54	14,20				
RK 04	1,08	14,31	14,27	0,29	1,92	19,76
	0,08	14,27				
	0,49	14,22				
RK 03	1,52	14,32	14,30	0,39	0,80	16,00
	0,51	14,32				
	0,19	14,28				
RK 02	0,96	14,32	14,31	0,36	0,72	15,96
	0,47	14,32				
	0,63	14,31				
RK 01	1,79	14,32	14,32	0,56	0,60	15,21
	0,69	14,32				
	0,70	14,32				

Tabla 14

Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulaciones y calor generado por cada rack de Fila 3 cuando temperatura de entrada en 18°C, 22,5°C y 27°C.

FILA 3						
				Temp Ent: 18°C	Temp Ent: 22,5°C	Temp Ent: 27°C
	Velocidad (m/s)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)	Temp Sal (°C)	Temp Sal (°C)
RK 20	1,30	0,45	0,00	18,00	22,56	27,00
	0,59					
	0,64					
RK 19	0,21	0,34	2,03	22,97	27,53	31,97
	0,93					
	0,79					
RK 18	1,01	0,35	0,17	18,41	22,97	27,41
	0,28					
	0,69					
RK 17	2,12	0,72	0,20	18,23	22,79	27,23
	1,43					
	0,50					
RK 24	1,92	0,63	0,00	18,00	22,56	27,00
	0,93					
	0,71					
RK 16	2,40	0,91	0,32	18,29	22,86	27,29
	1,23					
	1,50					
RK 15	1,99	0,81	0,28	18,29	22,85	27,29
	1,31					
	1,32					
RK 14	1,03	0,40	1,20	20,47	25,03	29,47
	0,34					
	0,92					
RK 13	1,09	0,32	0,72	19,88	24,45	28,88
	0,04					
	0,68					
RK 23	0,66	0,25	0,38	19,30	23,86	28,30
	0,30					
	0,43					
RK 12	1,12	0,27	0,24	18,74	23,30	27,74
	0,37					
	0,05					
RK 11	1,11	0,42	0,92	19,84	24,40	28,84

	1,02					
	0,23					
RK 10	1,17	0,77	3,00	21,24	25,80	30,24
	2,11					
	1,09					
RK 09	0,78	0,85	0,80	18,78	23,34	27,78
	1,40					
	2,66					
RK 22	0,66	1,27	1,72	19,13	23,69	28,13
	2,79					
	3,74					
RK 08	1,14	1,59	0,72	18,38	22,94	27,38
	3,55					
	4,29					
RK 07	0,05	1,29	0,32	18,21	22,77	27,21
	3,10					
	4,15					
RK 06	0,97	1,49	1,48	18,85	23,41	27,83
	3,26					
	4,21					
RK 05	0,81	1,00	0,76	18,63	23,19	27,63
	0,80					
	4,08					
RK 21	0,91	0,69	2,80	21,37	25,93	30,37
	0,36					
	2,65					
RK 04	0,61	0,66	0,20	18,25	22,81	27,25
	1,01					
	2,14					
RK 03	1,19	0,41	1,60	21,26	25,82	30,26
	0,72					
	0,41					
RK 02	0,81	0,32	2,84	25,38	29,94	34,38
	0,50					
	0,50					
RK 01	1,31	0,47	2,12	21,76	26,32	30,76
	0,84					
	0,51					

Tabla 15

Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulaciones y calor generado por cada rack de Fila 4 cuando temperatura de entrada en 18°C, 22,5°C y 27°C.

FILA 4						
				Temp Ent: 18°C	Temp Ent: 22,5°C	Temp Ent: 27°C
	Velocidad (m/s)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)	Temp Sal (°C)	Temp Sal (°C)
RK 20	1,15 0,54 0,07	0,31	0,20	18,53	23,09	27,53
RK 19	0,85 0,56 0,12	0,27	0,18	18,57	23,13	27,57
RK 18	1,38 0,90 0,04	0,41	0,40	18,82	23,38	27,82
RK 17	1,34 0,90 0,77	0,53	3,19	23,02	27,58	32,02
RK 24	1,16 0,81 1,80	0,66	0,19	18,24	22,80	27,24
RK 16	0,63 0,44 2,29	0,59	1,72	20,42	24,98	29,42
RK 15	0,58 0,12 2,81	0,62	0,12	18,16	22,72	27,16
RK 14	0,32 0,12 2,23	0,47	0,40	18,71	23,27	27,71
RK 13	0,23 0,53 2,11	0,51	1,88	21,10	25,66	30,10
RK 23	0,64 0,57 1,92	0,55	0,07	18,11	22,67	27,11
RK 12	0,88 0,45 1,32	0,47	0,44	18,79	23,35	27,79
RK 11	0,74	0,58	0,96	19,37	23,93	28,37

	0,92					
	1,65					
RK 10	2,72	1,30	0,68	18,44	23,00	27,44
	2,10					
	2,53					
RK 09	3,98	1,17	1,80	19,28	23,85	28,28
	1,47					
	1,16					
RK 22	4,13	1,44	0,00	18,00	22,56	27,00
	2,97					
	1,10					
RK 08	3,34	1,50	0,80	18,45	23,01	27,45
	3,33					
	1,82					
RK 07	0,19	1,10	0,28	18,21	22,77	27,21
	3,13					
	2,91					
RK 06	0,51	1,10	2,88	20,17	24,73	29,17
	2,14					
	3,62					
RK 05	2,07	1,00	0,00	18,00	22,56	27,00
	0,46					
	3,15					
RK 21	1,68	0,76	2,26	20,47	25,03	29,47
	0,12					
	2,53					
RK 04	1,08	0,29	1,92	23,52	28,08	32,52
	0,08					
	0,49					
RK 03	1,53	0,39	0,80	19,69	24,26	28,69
	0,51					
	0,20					
RK 02	0,96	0,36	0,72	19,65	24,21	28,65
	0,47					
	0,64					
RK 01	1,79	0,56	0,60	18,89	23,45	27,89
	0,69					
	0,70					

Tabla 16

Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación y calor generado por cada rack de Fila 3

FILA 3						
	Velocidad (m/s)	Temp Ent (°C)	Temp Ent Prom (°C)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)
RK 20	1,01	22,56	22,56	0,32	0,00	22,56
	0,40	22,56				
	0,42	22,56				
RK 19	0,23	22,56	22,56	0,27	2,03	28,83
	0,72	22,56				
	0,58	22,56				
RK 18	0,99	22,56	22,56	0,31	0,17	23,03
	0,25	22,56				
	0,49	22,56				
RK 17	1,84	22,56	22,56	0,61	0,20	22,84
	1,20	22,56				
	0,40	22,56				
RK 24	1,73	22,56	22,56	0,55	0,00	22,56
	0,78	22,56				
	0,59	22,56				
RK 16	2,01	22,56	22,56	0,75	0,32	22,92
	1,01	22,56				
	1,24	22,56				
RK 15	1,56	22,56	22,56	0,65	0,28	22,92
	1,05	22,56				
	1,07	22,56				
RK 14	0,73	22,56	22,56	0,30	1,20	25,91
	0,24	22,56				
	0,73	22,56				
RK 13	0,77	22,56	22,56	0,23	0,72	25,12
	0,06	22,56				
	0,49	22,56				
RK 23	0,42	22,56	22,56	0,15	0,38	24,72
	0,13	22,56				
	0,29	22,56				
RK 12	0,75	22,56	22,56	0,19	0,24	23,63
	0,17	22,56				
	0,14	22,56				
RK 11	0,80	22,56	22,56	0,31	0,92	25,07
	0,53	22,56				
	0,40	22,56				

RK 10	1,07	22,56	22,56	0,52	3,00	27,36
	1,57	22,56				
	0,32	22,56				
RK 09	0,87	22,56	22,56	0,74	0,80	23,46
	1,14	22,56				
	2,17	22,56				
RK 22	0,21	22,56	22,56	0,89	1,72	24,18
	1,88	22,56				
	2,93	22,56				
RK 08	0,17	22,56	22,56	1,12	0,72	23,10
	2,63	22,56				
	3,56	22,56				
RK 07	0,93	22,56	22,56	1,23	0,32	22,78
	2,59	22,56				
	3,45	22,56				
RK 06	0,89	22,56	22,56	1,23	1,48	23,56
	2,65	22,56				
	3,46	22,56				
RK 05	0,48	22,56	22,56	0,80	0,76	23,35
	0,83	22,56				
	3,24	22,56				
RK 21	0,55	22,56	22,56	0,45	2,80	27,70
	0,05	22,56				
	1,97	22,56				
RK 04	0,32	22,56	22,56	0,48	0,20	22,91
	0,79	22,56				
	1,59	22,56				
RK 03	0,94	22,56	22,56	0,31	1,60	26,93
	0,55	22,56				
	0,24	22,56				
RK 02	0,64	22,56	22,56	0,23	2,84	32,76
	0,39	22,56				
	0,29	22,56				
RK 01	1,02	22,56	22,56	0,36	2,12	27,44
	0,64	22,56				
	0,38	22,56				

Tabla 17

Velocidades, temperaturas de salida y flujo másico de aire obtenidos de simulación y calor generado por cada rack de Fila 4

FILA 4						
	Velocidad (m/s)	Temp Ent (°C)	Temp Ent Prom (°C)	Flujo Másico (m³/s)	Calor Gen (KW)	Temp Sal (°C)
RK 20	0,88	22,56	22,56	0,24	0,20	23,25
	0,39	22,56				
	0,10	22,56				
RK 19	0,64	22,56	22,56	0,20	0,18	23,32
	0,42	22,56				
	0,09	22,56				
RK 18	0,92	22,56	22,56	0,29	0,40	23,71
	0,65	22,56				
	0,08	22,56				
RK 17	1,08	22,56	22,56	0,44	3,19	28,67
	0,66	22,56				
	0,73	22,56				
RK 24	0,98	22,56	22,56	0,55	0,19	22,84
	0,60	22,56				
	1,55	22,56				
RK 16	0,80	22,56	22,56	0,56	1,72	25,14
	0,39	22,56				
	1,96	22,56				
RK 15	0,77	22,56	22,56	0,57	0,12	22,74
	0,13	22,56				
	2,35	22,56				
RK 14	0,47	22,56	22,56	0,41	0,40	23,38
	0,00	22,56				
	1,84	22,56				
RK 13	0,16	22,56	22,56	0,38	1,88	26,67
	0,36	22,56				
	1,64	22,56				
RK 23	0,37	22,56	22,56	0,40	0,07	22,71
	0,41	22,56				
	1,49	22,56				
RK 12	0,35	22,56	22,56	0,29	0,44	23,85
	0,30	22,56				
	0,97	22,56				
RK 11	0,33	22,56	22,56	0,38	0,96	24,67
	0,61	22,56				
	1,20	22,56				

RK 10	2,02	22,56	22,56	0,97	0,68	23,14
	1,47	22,56				
	2,03	22,56				
RK 09	3,01	22,56	22,56	0,85	1,80	24,33
	1,02	22,56				
	0,79	22,56				
RK 22	3,36	22,56	22,56	1,09	0,00	22,56
	2,09	22,56				
	0,75	22,56				
RK 08	2,95	22,56	22,56	1,24	0,80	23,10
	2,63	22,56				
	1,47	22,56				
RK 07	0,95	22,56	22,56	1,01	0,28	22,79
	2,55	22,56				
	2,21	22,56				
RK 06	0,36	22,56	22,56	0,92	2,88	25,18
	2,11	22,56				
	2,73	22,56				
RK 05	1,49	22,56	22,56	0,73	0,00	22,56
	0,36	22,56				
	2,31	22,56				
RK 21	1,21	22,56	22,56	0,58	2,26	25,80
	0,01	22,56				
	2,07	22,56				
RK 04	0,77	22,56	22,56	0,25	1,92	28,84
	0,12	22,56				
	0,56	22,56				
RK 03	1,06	22,56	22,56	0,27	0,80	25,00
	0,36	22,56				
	0,14	22,56				
RK 02	0,67	22,56	22,56	0,27	0,72	24,78
	0,33	22,56				
	0,53	22,56				
RK 01	1,39	22,56	22,56	0,43	0,60	23,73
	0,52	22,56				
	0,50	22,56				