



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**SIMULACIÓN NUMÉRICA DE FLUIDOS PARA EL
CONFORT TÉRMICO EN EDIFICIOS**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE :

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

RAÚL PINILLOS MONTAÑO

DIRECTOR DE TESIS: DR. ALEJANDRO RODRÍGUEZ VALDÉS

MÉXICO, D.F.

OCTUBRE 2007



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

Es difícil creer que hace 4 años empecé este trabajo, si bien no estoy contento con mi eficiencia para concluir una tesis, estoy contento con el resultado final. He aprendido mucho de esta investigación, y espero que quien lea este trabajo pueda aprender algo también. Hace 4 años cuando elegí el tema de tesis era un estudiante más de la Facultad de Ingeniería, ya había concluido mis materias de mi carrera de Ingeniero Industrial y de Sistemas en Unitec... Mi vida ha cambiado mucho: he tenido la oportunidad de viajar y desarrollarme con mi empresa, Ford Motor Company, concluir mi carrera de Ingeniería Mecánica en la UNAM y lamentablemente perdí a la persona que más quería en el mundo, a mi madre, a quien extraño enormemente.

Somos lo que hacemos día a día: la familia, la escuela, el trabajo, los amigos... todas las personas han contribuido un poco en lo que soy el día de hoy y por ello quiero compartir mi alegría con todos y cada uno de ustedes, dedicando estas simples palabras de agradecimiento.

En primer lugar, quiero agradecer a mi padre, por siempre estar a mi lado, preocupándose y alentándome a terminar este trabajo; a mis hermanos, María José y Jaime, quienes siempre me motivaron a seguir adelante con este trabajo que el día de hoy concluyo y a mi abuela, Fina, quien si bien nunca podrá sustituir a mi madre, siempre ha estado pendiente de mi y mis hermanos. Agradezco también a todos mis tíos y primos, de quienes también recibí un valioso apoyo que de alguna u otra forma me ayudó a llegar a este momento.

Agradezco también el ser una persona rodeada de amigos, que si bien las circunstancias nos han impedido frecuentarnos más, agradezco tener la fortuna de conocerlos. Agradezco mis amigos de la infancia con quienes compartí mi niñez y mi adolescencia en el Instituto Kipling: Memo, David, Alejandro, Javier, Luis Arturo, Israel, Roberto Carlos y Rodrigo y en especial a Luis Gerardo, Gerardo y Andrés, con quienes he tenido la oportunidad de compartir más recuerdos. También agradezco a mis amigos del Unitec: Iván, Julieta, Héctor, Gabriel, Alex y Eric con quienes compartí durante mi carrera de ingeniería industrial momentos inolvidables. A mis compañeros de Ford: Marcos, David Díaz, Marcia, Paola, Alberto, Rodrigo, Paco, Jorge Enrique, Uriel, Mauricio, David Rojas, Cynthia, Felipe, Fernando, Arturo, Bernardo, Isabel, David Mondragón, Alejandro, Beltsasar y Nancy; agradezco su apoyo durante mi época como profesionista, que espero también tenga más momentos inolvidables y de amistad. Gracias también a la familia Chisikovsky y en especial a Daniel, con quien he aprendido mucho y me ha mostrado mi vocación como profesor.

Un agradecimiento muy especial al Instituto de Ingeniería, quien me apoyó en este trabajo: Al Dr. Alejandro Rodríguez, quien además dirigir mi tesis profesional, me enseñó mis bases de mecánica de fluidos y transferencia de calor a lo largo de tres cursos en la Facultad de Ingeniería. Agradezco también al Mtro. Norberto Chargoy y al Dr. José Luis Fernández Zayas, quienes contribuyeron enormemente en este trabajo con sus mediciones experimentales y quienes finalmente iniciaron el interés en solucionar el problema del ambiente térmico y finalmente agradezco a todas las personas que conocí en el Instituto y me ayudaron también con este trabajo: Martín, William, Víctor, Samuel, Margarita, Oscar, Ricardo, Rupert, gracias por su sabiduría, compañerismo y apoyo durante mi estancia en el Instituto de Ingeniería.

Un agradecimiento muy especial a la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de Ingeniería, por haberme formado como ingeniero; espero no defraudarte nunca y que sea un miembro provechoso de la sociedad. Gracias por formar el espíritu de ingeniero que vivo todos los días y sensibilizarme con el país en el que vivo. La Universidad es su gente, agradezco a mis profesores, pero en especial a la Dra. Luz Fernanda Azuela y a Enrique Arenas, con quienes compartí mi vida más allá

de lo académico. Agradezco también a todos mis compañeros y amigos que conocí en la carrera: José Antonio, Alejandro, aunque sólo compartimos dos semestres, fueron los mejores momentos de mi carrera; Augusto y Miguel Ángel, gracias por compartir conmigo su amistad desde el primer semestre; A mis compañeros de carrera: Jaime, Lalo, Marco Antonio, gracias por acompañarme durante los últimos semestres; Raúl, gracias por hacer equipo conmigo, con pocas personas he trabajado tan bien; Alejandro, gracias por tu sincera amistad y por siempre ofrecerme tu casa. Y mi más profundo cariño y agradecimiento a Gaby y a Benjamín, con quienes compartí largos trayectos y conversaciones desde Satélite hasta Ciudad Universitaria, fueron un gran apoyo para mí cuando parecía que ya no tenía energía para continuar esta locura; y especial agradezco a Benjamín quien me alentó a estudiar dos carreras simultáneas junto con él, nunca lo hubiera acabado sin tu apoyo y el de tu familia.

Finalmente, gracias mamá por todo el cariño que me brindaste en vida, sé que me sigues cuidando, estarás siempre presente en mis recuerdos. Te dedico este libro, me entristece mucho que no pueda abrazarte al terminar mi examen profesional, pero sé que estarás presente en esta conclusión de mi etapa como estudiante.

Por mi raza hablará el espíritu.

CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS.....	i
CONTENIDO.....	iii
RESUMEN.....	v
SIMBOLOGÍA.....	vii
1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE INTERÉS.....	3
2.1 CONFORT TÉRMICO.....	3
2.1.1. Definición.....	3
2.1.2. Regulación de la Temperatura del Cuerpo Humano.....	3
2.1.3. Condiciones para la Comodidad Térmica.....	5
2.1.4. Mecanismos y Generación de Calor del Cuerpo Humano con el Medio Ambiente.....	7
2.1.5. Variables que Intervienen en el Confort Térmico.....	11
2.1.6. Evaluación del Confort Térmico. Escalas PMV, PPD y Ecuación de Confort de Fanger.....	16
2.1.7. Incomodidad Térmica Local.....	19
2.1.8. Otras Variables que pueden intervenir en el Confort Térmico.....	22
2.1.9. Otros Índices y Modelos de Confort.....	24
2.2. VENTILACIÓN.....	29
2.2.1. Principios.....	29
2.2.2. Ventilación Natural.....	29
2.2.3. Ventilación Mecánica y Aire Acondicionado.....	30
2.2.4. Evaluación de la Ventilación.....	31
2.2.5. Calidad del aire interior.....	31
2.3. TORRE DE INGENIERÍA.....	34
2.3.1. Descripción.....	34
2.3.2. Concepción Arquitectónica.....	35
2.3.3. Problemática.....	36
2.3.4. Características del Clima en Ciudad Universitaria.....	37
3. INSTRUMENTO DE ANÁLISIS.....	39
3.1. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE FLUIDOS.....	39
3.1.1. Definición.....	39
3.1.2. Necesidad, Usos y Aplicaciones.....	39
3.1.3. Evolución.....	40
3.1.4. Principio de Funcionamiento.....	41
3.1.5. Validez y Alcance.....	49
3.1.6. Establecimiento de un Modelo Matemático para simulación.....	50

Contenido

3.2. PHOENICS.....	52
3.2.1. Descripción.....	52
3.2.2. Estructura.....	52
3.2.3. Definición de Problemas en PHOENICS.....	54
3.2.4. Resolución de Problemas en PHOENICS	55
3.2.5. Visualización de los Resultados.....	56
3.2.6. Programabilidad de PHOENICS: Ground.....	57
3.3. EQUIPO COMPUTACIONAL UTILIZADO.....	58
3.4. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.....	59
4. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN.....	61
4.1. MEDICIÓN EXPERIMENTAL.....	61
4.1.1. Espacio experimental.....	61
4.1.2. Descripción del Experimento.....	62
4.1.3. Resultados de las mediciones.....	66
4.2. DEFINICIÓN DE CONDICIONES A ANALIZAR.....	69
4.3. SIMULACION NUMÉRICA.....	72
4.3.1. Geometría, Malla Computacional y División del Dominio.....	72
4.3.2. Parámetros físicos de la simulación.....	76
4.3.3. Condiciones de Frontera.....	84
4.3.4. Parámetros numéricos de la simulación.....	86
4.3.5. Optimización de los parámetros de la simulación.....	88
5. RESULTADOS.....	89
5.1. VERIFICACIÓN DE LA SIMULACIÓN.....	89
5.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	93
5.2.1. Distribución de las variables a lo largo del dominio.....	93
5.2.2. Comparación de resultados contra los valores experimentales.....	113
5.2.3. Parámetros de ventilación.....	117
5.2.4. Discusión de los resultados.....	122
5.3. EVALUACIÓN DEL CONFORT DEL EDIFICIO.....	125
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	132
6.1. CONCLUSIONES	131
6.2. RECOMENDACIONES.....	132
7. REFERENCIAS.....	135
8. APENDICES.....	141
APENDICE A. RESULTADOS DE LOS CASOS INVIERNO A Y VERANO A.....	141
APÉNDICE B. TABLAS DE NIVEL METABOLICO.....	154
APENDICE C. TABLAS DE AISLAMIENTO DEL VESTIDO	155
APENDICE D. DESARROLLO DE LA DISCRETIZACION DE UN CASO SIMPLE DE SIMULACION NUMERICA.....	156
APENDICE E. DISCRETIZACIÓN DE PROBLEMAS CON CONVECCIÓN. ESQUEMAS DE DIFERENCIACIÓN CENTRAL, CORRIENTE ARRIBA, HÍBRIDO, LEY DE POTENCIA Y QUICK.....	158

RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el uso de la simulación numérica de fluidos aplicada a un edificio con ventilación natural. El objetivo fue la realización y validación de un modelo capaz de reproducir el comportamiento térmico de un edificio, tanto en verano como en invierno; así como la evaluación del desempeño térmico del edificio basado en el índice de confort de Fanger y otros parámetros de comodidad térmica local.

En el trabajo estudia a fondo el fenómeno del confort térmico: se exponen todas las variables que intervienen, y además se detallan los principales índices de confort para la evaluación del ambiente térmico y para la ventilación del mismo. También se hace una descripción detallada de la simulación numérica de fluidos y el programa que se utilizó para la simulación: Phoenics.

El edificio estudiado fue el primer piso de la Torre de Ingeniería, localizado dentro de Ciudad Universitaria en la Ciudad de México. Además del modelo computacional, se realizaron mediciones experimentales de temperatura, humedad y velocidad del aire que sirvieron tanto como datos de entrada del modelo como variables de comparación para validar el modelo computacional.

Como conclusión, se demuestra que la herramienta es adecuada para el fin que se aplicó, encontrando resultados que fueron muy cercanos a lo que se midieron experimentalmente y cuya distribución en el modelo computacional es congruente con el comportamiento del edificio. Además, se hace un estudio del desempeño térmico del edificio para obtener la información que podría ayudar a resolver el problema de incomodidad térmica del que se aquejan sus habitantes.

ABSTRACT

The main topic of this work is the use of the Computational Fluid Dynamics technique to a naturally ventilated building. The objective was the creation and validation of a numerical model, capable of reproducing the thermal behavior of a building during summer and winter periods; also, it was part of the objective to evaluate the thermal performance of the building based on Fanger's thermal comfort index and other local thermal comfort parameters.

The thermal comfort phenomenon is deeply studied: all the variables of thermal comfort are explained, and also the main thermal comfort and ventilation indexes to evaluate the thermal performance are detailed in this work. A deep description of Computational Fluid Dynamics is also made, as well the description of the selected software for the numerical model: Phoenics.

The studied building is the first floor of the named "Engineering Tower", localized inside the facilities of Mexico's National Autonomous University (UNAM) in Mexico City. Additional to the computational model, experimental measurements of temperature, humidity and air speed were made, in order to feed and validate the computational model.

As a conclusion, the suitability of the selected tool is demonstrated for the topic it was applied to, finding results that were very close to the experimentally measured ones and whose distribution within the model was congruent with the behavior of the building. Besides this, a study of the comfort performance of the building is made to obtain the necessary information to help solving the problem of the thermal discomfort repeatedly reported by its inhabitants.

SIMBOLOGÍA

Mayúsculas

- A – Acumulación de calor en el cuerpo humano (W/m^2)
C – Pérdida o ganancia de calor del cuerpo humano por convección (W/m^2).
 C_i – Concentración del contaminante interior en estado estable (mg/m^3)
 C_o – Concentración inicial del contaminante interior (mg/m^3)
 C_{res} – Pérdida o ganancia de calor del cuerpo humano por convección de la respiración (W/m^2)
 C_p – Capacidad térmica (J/K)
 $C_{p\ aire}$ – Capacidad térmica específica del aire (J/K)
Cd – Pérdida o ganancia de calor del cuerpo humano por conducción (W/m^2)
 C_1, C_2, C_3 – Constantes del modelo de turbulencia k- ϵ
D – Diámetro de la esfera de un termómetro de globo (m)
DR – Porcentaje de personas inconformes por corrientes de aire (Draught Rating) (%)
E – Pérdida de calor por evaporación del sudor (W/m^2)
E – Parámetro de rugosidad (modelos de turbulencia)
E3 – Radiosidad (W/m^2)
 E_c – Pérdida de calor por evaporación cuando existe una sensación térmica de comodidad (W/m^2)
 E_{res} – Pérdida de calor por evaporación de la humedad en la respiración (W/m^2)
ET* - Temperatura efectiva ($^{\circ}C$)
ET*_{OUT} - Temperatura efectiva exterior ($^{\circ}C$)
 F_{p-i} – Factor angular entre la persona y la superficie i. (adimensional)
G – Tasa de producción de turbulencia. (kg/ms^2)
Gb – Tasa de producción de energía cinética turbulenta por fuerzas gravitacionales interactuando con gradientes de densidad (por unidad de volumen)
H – Pérdida de calor seco del cuerpo humano: radiación, convección y conducción (W/m^2)
H – Entalpía (Joules)
HR – Humedad relativa del ambiente (%)
I – Tasa de intercambio de aire (s^{-1}). Si las unidades de tiempo son horas, suele llamarse cambios por hora.
 I_{Clo} – Nivel de aislamiento térmico del vestido (Clo o $m^2\ ^{\circ}C/W$)
K – Conducción a través de la ropa (W/m^2)
K = 0.09 – Constante empírica del modelo de turbulencia k- ϵ
M – Metabolismo. Calor producido por el cuerpo humano (W/m^2)
Pe – Número de Peclet
Pc – Peso corporal (kg)
Pk – Tasa de producción de energía cinética turbulenta por esfuerzos cortantes (por unidad de volumen)
PMV – Predicted Mean Vote – Voto medio estimado (adimensional)
PPD – Predicted Percentage Dissatisfied – Porcentaje de personas insatisfechas (%)
PPD_{Dta} – Porcentaje de personas insatisfechas por diferencia de temperatura vertical (%)
PPD_{ART} – Porcentaje de personas insatisfechas por asimetría de radiación térmica (%)
PPD_{floor} – Porcentaje de personas insatisfechas por la temperatura del piso (%)
Q – Gasto de entrada de aire (m^3/s)
 Q_{oa} – Tasa de ventilación del edificio (m^3/s)
R – Pérdida o ganancia de calor del cuerpo humano por Radiación (W/m^2) (Tema: Confort térmico)
R – Constante del gas (J/mol-K) (Tema: Simulación numérica de fluidos)
 R_{aire} – Constante del aire = 287.0017 (kJ/ kg-K)
Res – Pérdida o ganancia de calor por respiración (W/m^2)

Introducción

- S – Fuente de contaminante (mg/s) (tema: ventilación)
S – Fuentes o sumideros de la variable ϕ por unidad de volumen (tema: simulación numérica de fluidos)
SD – Desviación estándar de la velocidad del aire (m/s)
T – Temperatura del fluido (K)
 T_{abs} = Temperatura absoluta del fluido (K)
 T_A – Temperatura absoluta del cuerpo A (K)
 T_B – Temperatura absoluta del cuerpo B (K)
 T_C – Temperatura de confort – Modelos Adaptativos (°C)
 $T_{C\text{-AC}}$ – Temperatura de confort para un edificio con Aire Acondicionado (°C)
 $T_{C\text{-VN}}$ – Temperatura de confort para un edificio con Ventilación Natural (°C)
 T_3 – Temperatura radiante en el modelo immersol (K)
TRM – Temperatura Radiante Media (°C)
 T_u – Porcentaje de turbulencia de una corriente de aire (%)
V – Volumen del cuarto (m^3)
W – Trabajo externo realizado por el hombre (W/m^2)
WGAP – Distancia entre paredes adyacentes, calculada a partir de la ecuación de la escala de magnitud de turbulencia local (m)

Minúsculas

- a – Parámetro de ecuación de regresión (Asimetría de radiación térmica)
a – Constante de regresión lineal de acuerdo a los valores experimentales – Modelos adaptativos
a – absortividad del fluido (modelos de radiación en Phoenixics)
b – Parámetro de ecuación de regresión (Asimetría de radiación térmica)
b – Constante de regresión lineal de acuerdo a los valores experimentales – Modelos adaptativos
c – Parámetro de ecuación de regresión (Asimetría de radiación térmica)
d – Parámetro de ecuación de regresión (Asimetría de radiación térmica)
 f_{clo} – Relación de la superficie de la persona cuando está vestida y de la superficie de la persona desnuda.
 f_{eff} – Factor de área de radiación efectiva postural (relación entre la superficie de radiación efectiva de cuerpo vestido y el área total del cuerpo vestido)
 g_i - Aceleración debida la gravedad, g_i (g_1, g_2, g_3) (m/s^2)
h – Entalpía del fluido (J/kg)
h – Coeficiente de intercambio de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
 h_c – Coeficiente de intercambio de calor por convección en estudios de confort térmico ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
k – Energía cinética turbulenta (J/kg)
k – Constante empírica del modelo de turbulencia $k\text{-}\epsilon$
 k_T – Energía cinética turbulenta (modelo $k\text{-}\epsilon$). (Joule)
p – Presión (manométrica) del fluido (Pa)
 p_a – Presión parcial del vapor en el aire. (Pa)
 p_{ref} – presión de referencia (presión atmosférica) (Pa)
 p_o – presión estática a la altura de referencia con flujo sin perturbaciones (Pa)
 p_w – presión del viento en el punto especificado (Pa)
 p_i – presión interior en el punto especificado (Pa)
 p_p – Presión de saturación del vapor del aire a la temperatura de la piel (Pa).
 p_{sa} – Presión de saturación del vapor del aire a cierta temperatura ambiente (Pa)
q – Tasa de intercambio de calor por unidad de área, ya sea por radiación, convección o conducción (W/m^2)
q – Fuente de calor por unidad de volumen (W/m^3)

Introducción

\dot{q} - Tasa de intercambio de calor (J/s)
 r^2 - Coeficiente de correlación de regresión (adimensional)
 s - coeficiente de dispersión del medio (modelo de radiación en Phoenix)
 t_A - Temperatura del cuerpo A (°C)
 t_a - Temperatura ambiente o temperatura del aire (°C)
 t_B - Temperatura del cuerpo B (°C)
 t_i - Temperatura de la superficie i. (Cálculo de la Temp. radiante media) (°C)
 t_f - Temperatura del piso (°C)
 t_g - Temperatura de globo (°C)
 T_{OUT} - Temperatura exterior - Modelos Adaptativos (°C)
 t_p - Temperatura de la piel (°C)
 t_{pr} - Temperatura radiante plana (°C)
 t_r - Temperatura rectal (°C)
 v_a - Velocidad promedio del aire (m/s)
 v_{ar} - Velocidad relativa promedio del aire (m/s)
 \bar{u} - Vector de velocidades: \bar{u} (u,v,w) o bien \bar{u} (u₁, u₂, u₃).
 u_j - Vector de velocidades u_j (u₁, u₂, u₃) (m/s)
 u_r - Velocidad paralela a la pared en el primer nodo de la malla.
 u_τ - velocidad de cortante (m/s)
 y^+ - Distancia a la pared adimensional
 y - Distancia perpendicular a la pared (m)

Caracteres Griegos

β_{aire} = Coeficiente de expansión térmica del aire (K⁻¹)
 γ_{rad} - constante de ecuación para modelo de radiación immersol 0.75(a+s+1/WGAP)
 Γ - Coeficiente de difusión
 Γ_x - Es el número de Prandtl de la variable x (k_T, H ó ϵ_T)
 δx - Tamaño de la celda (m)
 Δp - diferencia de presión ente el exterior y el interior en el punto especificado
 Δp_s - gradiente de presiones por diferencia de temperaturas
 Δt_a - diferencia de temperatura del aire vertical (°C)
 Δt_{pr} - Asimetría de temperatura radiante (°C)
 $\Delta t_{pr \min}$ - Asimetría de temperatura radiante mínima para aplicar ecuación de regresión (°C)
 $\Delta t_{pr \max}$ - Asimetría de temperatura radiante máxima para aplicar ecuación de regresión (°C)
 ϵ - Coeficiente de emisividad (adimensional)
 ϵ - Tasa de disipación de remolinos (J/kg-s)
 ϵ_{ca} - Efectividad de cambios de aire (adimensional)
 ϵ_T - Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (modelo k- ϵ). (s⁻¹)
 θ_{age} = Edad media del aire (s, min, hr)
 λ - Conductividad térmica del sólido (W/mK)
 λ_{aire} - Conductividad térmica del aire (W/mK)
 μ - Viscosidad del fluido (kg/m-s)
 μ_{aire} - Viscosidad del aire (kg/m-s)
 μ_T - Viscosidad efectiva en modelos de turbulencia (kg/m-s)
 ν - Viscosidad Cinemática
 ρ - Densidad del fluido (kg/m³)
 ρ_{ref} - Densidad de referencia (kg/m³)

Introducción

ρ_{aire} - Densidad del aire (kg/m^3)

σ - Constante de Stephan – Boltzman = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$

$\sigma_h, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – Número de Prandtl para la variable h, k, ε (adimensional)

τ - Constante de tiempo (s, min, hr)

τ_w – Esfuerzo cortante en la pared (modelos de turbulencia)

ϕ - Variable independiente de la ecuación de conservación

1. INTRODUCCIÓN

El confort térmico ha pasado de ser una mera curiosidad a ser toda una industria, e incluso me atrevo a decir que hoy en día es un producto se vende muy bien. El producto de la industria del aire acondicionado no son ductos, ventiladores y compresores, realmente lo que venden es confort térmico a los clientes. Ahora bien, si consideramos que pasamos al menos un 80% de nuestro tiempo en un espacio cerrado, el confort térmico toma una relevancia aún mayor.

Parece sencillo hablar sobre el clima, y todos nos proclamamos expertos en el tema y aún podemos dedicar 10 minutos de nuestro día en el reporte y pronóstico del clima: escuchando la radio, viendo la televisión, leyendo el periódico o bien visitando sitios de internet. Más allá de parecer interesados en el tema del clima, parecemos obsesionados con el mismo, al punto de que si no hay tema de conversación, se habla del clima. Pero, ¿realmente entendemos el fenómeno del confort térmico?, mi respuesta sería que lo entendemos parcialmente, al punto que hasta los expertos en transferencia de calor dicen que el mayor problema en el diseño térmico de los edificios es que los tres mecanismos de transferencia de calor tienen el mismo orden de magnitud¹.

Realicé mi tesis sobre confort térmico por dos situaciones: la primera es que existía una iniciativa dentro del Instituto de Ingeniería para intentar solucionar el problema del confort térmico de un edificio que apenas se empezaba a poblar y que incluso seguía en construcción en sus niveles superiores; y la segunda es porque es un tema que parece sencillo de explicar y que además puede parecer interesante para casi cualquier persona, porque todos estamos sujetos al clima; es un problema común que va más allá del género, los antecedentes académicos o la posición social.

El enfoque que se le dio a este trabajo, fue la aplicación de una de herramienta de ingeniería e investigación que ha ganado auge en los últimos tiempos: la simulación numérica de fluidos. Se aplicó esta herramienta a este tema (el confort térmico) que podría parecer mundano, pero una vez estudiado y comprendido a fondo, no lo es. La división de ingeniería de procesos industriales y ambientales del Instituto de Ingeniería, ha impulsado mucho el uso de esta herramienta y en especial el paquete computacional que se utilizó para este fin, que fue Phoenics.

El objetivo primordial de este trabajo, es la elaboración de un modelo computacional que pueda reproducir el comportamiento térmico del espacio en estudio (la torre de ingeniería, primer piso) y de la misma forma, un estudio profundo de qué es lo que genera el confort térmico en los humanos. Teniendo este modelo computacional y éstos conocimientos sobre el confort térmico, se pretende explicar que es lo que sucede en el edificio y se podrán tener los datos suficientes para tomar una posible decisión sobre los problemas de confort que se tienen en el edificio.

Se tomó como caso de estudio la torre de ingeniería, pues además de que fue mi lugar de trabajo como becario, ya habían empezado estudios al respecto, los cuales han sido reforzados con este modelo computacional. Además de esto, la existencia de un problema (los ocupantes se aquejan del confort térmico en invierno) y las condiciones especiales del edificio que fue diseñado para ser energéticamente eficiente lo vuelven un edificio interesante para entender la problemática y buscar sus soluciones para los edificios futuros, que seguramente buscarán ser amigables con el ambiente; independientemente de los grandes ahorros que se pueden tener por evitar la costosa instalación, operación y mantenimiento de sistemas de climatización.

¹ Spalding, Brian. Radiative heat transfer in Phoenics. www.cham.uk

Introducción

Además de la simulación numérica y su correspondiente modelo computacional, se hizo también un trabajo experimental para poder alimentar y validar los resultados de las simulaciones. El trabajo experimental fue liderado por el Mtro. Norberto Chargoy junto con el Dr. José Luis Fernández Zayas, los cuales iniciaron con este estudio del comportamiento térmico del edificio. Todas las mediciones de temperatura y humedad fueron realizadas por ellos y a su vez, mi modelo computacional, fue descubriendo cuáles debían ser los nuevos puntos de medición para obtener un mejor provecho de la instrumentación. A su vez, realicé mediciones de la velocidad del aire dentro del edificio que complementaron la experimentación anterior y sirvieron como punto de partida para el modelo computacional.

El trabajo empieza con una descripción del marco teórico sobre el confort térmico y la ventilación (capítulo 2), seguido por una explicación de la herramienta a utilizar que fue la simulación numérica de fluidos, aplicada con el programa Phoenics (Capítulo 3). A continuación se describe la metodología experimental que se llevó a cabo para validar el modelo computacional, así como el detalle de los parámetros utilizados para el modelo computacional (Capítulo 4). Finalmente se presentan los resultados del modelo computacional, comparados con los resultados experimentales y la evaluación del confort térmico y de la ventilación del edificio (Capítulo 5). En las conclusiones del trabajo se hace un resumen de los resultados obtenidos y se enuncian las posibles alternativas o futuros trabajos que podrían derivar de este modelo.

Espero que esta tesis le resulte interesante y fácil de leer a todos los lectores; pero sobre todo espero que algo de lo que lea en este trabajo le sea útil en mayor o menor medida, así sentiré que pude aportar algo con esta investigación, más allá de cumplir con el trámite de la obtención del título profesional.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE INTERÉS

2.1 CONFORT TÉRMICO

2.1.1. Definición

Una explicación sencilla del concepto de confort térmico es simplemente que el cuerpo se sienta fisiológicamente cómodo con el ambiente. La definición más aceptada de confort térmico la enuncia la norma ISO 7730, que lo define como “aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico”. Se entenderá por ambiente térmico todos aquellos factores que provoquen la pérdida o ganancia de calor del cuerpo humano.

Esta definición podría parecer comprensible, pero la realidad es que es difícil convertirla a parámetros físicos, pues considerando la complejidad de factores que intervienen en la evaluación del ambiente térmico, es posible estar cómodos tanto en un día de verano como en un día de invierno. Para efectos prácticos, existen 4 posibles evaluaciones del ambiente térmico; estas son:

1. de bienestar o confort (confort térmico)
2. permisible
3. crítico por calor
4. crítico por frío

Entonces el confort térmico se logra cuando las condiciones de bienestar o confort son las óptimas: el sujeto se encuentra satisfecho y su organismo mantiene el equilibrio térmico y por ello su temperatura interna se mantiene dentro de los límites fisiológicos. Otros factores que deben considerarse al evaluar el ambiente, junto con el confort térmico, son la calidad del aire, niveles de luz y ruido.

2.1.2. Regulación de la Temperatura del Cuerpo Humano

El cuerpo humano es un generador continuo de calor, independientemente de la actividad que realice. Aún sin estar en movimiento, sólo para mantener su temperatura, debe generar entre 65 y 80 Watts de calor cuando se encuentra en descanso (llamado metabolismo basal). La cantidad de calor que genera el ser humano depende de su sexo, edad y superficie corporal,² pero principalmente depende de su actividad, y es uno de los parámetros que tiene mayor influencia en el confort térmico, que se describirán más adelante.

A pesar de la generación continua de calor metabólico, hay ocasiones en que el metabolismo no garantiza que la temperatura interna del cuerpo sea suficiente para vivir; o bien que el ambiente sea tan caliente, que esta temperatura se eleve más del límite permisible. La temperatura interna o central, es decir, la de los tejidos profundos del organismo, se define como el promedio ponderado de las diferentes temperaturas de las partes y órganos del cuerpo.³ La temperatura interna considerada normal es de 37.6 °C, y además debe procurar mantenerse constante, dentro de un intervalo de 36°C a 40°C. La tabla 2.1. muestra los diferentes efectos que tiene una desviación de la temperatura interna normal de nuestro cuerpo.

² Mondelo, Pedro. Et al. Confort y Estrés Térmico. Pág. 13

³ Mondelo, Pedro. Et al. Confort y Estrés Térmico Pág. 14.

Descripción del Sistema de Interés

44 °C	Golpe de calor:
42 °C	- convulsiones, coma
41 °C	- piel caliente y seca
40 °C	Hiperpitexia
38 °C	Intervalo aproximado de temperatura normal
36 °C	
34 °C	Tremenda sensación de frío
33 °C	Hipotermia:
32 °C	- bradicardia, hipotensión
30 °C	- somnolencia, apatía
28 °C	- musculatura rígida
26 °C	Límite inferior de supervivencia:
	- paro cardíaco, fibrilación

Tabla 2.1. Efectos de la desviación de la temperatura interna del cuerpo⁴.

Para lograr esta regulación tan precisa, es necesario un mecanismo de control muy eficiente. Este mecanismo consta de una serie de sensores, actuadores y una unidad de control. En cuanto a los sensores, existen de dos tipos, que determinan si el cuerpo está ganando o perdiendo calor⁵, independientemente del mecanismo físico de intercambio de calor (radiación, convección, conducción o evaporación):

- Los sensores de pérdida de calor (sensores de frío) se llaman Bulbos de Krause. Existen alrededor de 150,000 y se localizan a medio milímetro de la superficie de la piel distribuidos en toda su superficie, cerca de las aperturas de las glándulas sudoríparas, y concentrados en algunas partes como las puntas de los dedos, los codos y la nariz.
- Los sensores de ganancia de calor (sensores de calor) se llaman órganos de Ruffini y existen alrededor de 16,000. Están localizados en capas más profundas de la piel y suelen estar en mayor concentración en los labios, nariz, punta de los dedos, barbilla y frente. Suelen ser de reacción más lenta debido a que están a una mayor profundidad.

El termostato del cuerpo se encuentra en el hipotálamo, que recibe las señales y lo compara con el rango adecuado de temperaturas para después hacer un ajuste fisiológico a las condiciones externas, en caso éste sea necesario. Estos ajustes son diferentes en casos de ambientes fríos o calurosos y en ambos casos van relacionados con una regulación en el flujo de sangre, pues la sangre es la encargada de distribuir el calor en el cuerpo. Los mecanismos fisiológicos de ajuste son los siguientes:

- Ambientes fríos: La primera respuesta del cuerpo es la vasoconstricción con el fin de restringir el flujo de sangre caliente por la piel y distribuirla en los órganos vitales, por ello se sentirán más frías las extremidades que el torso. En ocasiones esta respuesta va acompañada por la erección de los folículos del vello (piel de gallina) para incrementar el aislamiento del cuerpo, aunque es un mecanismo poco efectivo. Si esto no fuera suficiente, el cuerpo puede incrementar la producción interna de calor estimulando los músculos, pudiendo provocar temblores.
- Ambientes calientes: El primer efecto es la dilatación de los vasos sanguíneos para incrementar el flujo de sangre por la piel e incrementar su temperatura y facilitar la pérdida de calor por radiación y convección. Si no es suficiente, empieza la sudoración, para que el cuerpo evapore el sudor y así disminuya su temperatura.

⁴ Mondelo, Pedro; et al. Confort y Estrés Térmico Pág. 20.

⁵ <http://www.squ1.com/comfort/comfort.html>

Descripción del Sistema de Interés

2.1.3. Condiciones para la Comodidad Térmica

Se mencionó en el punto anterior que existen diferentes formas de perder y ganar calor. Los mecanismos físicos que intervienen en el intercambio de calor entre el hombre y su medio son los siguientes⁶, los cuales se explicarán a detalle más adelante:

- Ganancia de calor:
 - Metabolismo (M)
 - Radiación (R).
 - Convección (C)
 - Respiración (Res)
 - Conducción (Cd)
- Pérdida de calor:
 - Radiación
 - Convección
 - Respiración
 - Trabajo externo (W)
 - Evaporación (E)
 - Conducción

El hecho de que el intercambio de calor por respiración, radiación, conducción o convección sea una ganancia o una pérdida depende de la diferencia de temperaturas con el medio ambiente. Si la temperatura del cuerpo (la piel o bien el aire exhalado, en el caso de la respiración) es mayor que la del ambiente (o de las superficies de alrededor, en la radiación), el cuerpo cederá calor; en caso contrario, el cuerpo ganará calor. El sentido del intercambio de calor lo dará la propia diferencia de temperaturas.

La ecuación de balance de calor del cuerpo humano con el ambiente es la siguiente⁷:

$$M - W = H + E + Res \quad (2.1)$$

Donde H es la pérdida de calor seco, es decir, la pérdida por radiación, convección y conducción.

$$H = C + R + Cd \quad (2.2)$$

Y la pérdida de calor por respiración (Res) se puede descomponer en la pérdida de calor por la evaporación de la respiración (E_{res}) y por convección de la respiración (C_{res}).

$$Res = E_{res} + C_{res} \quad (2.3)$$

La primera condición para el confort térmico es *que la combinación entre la temperatura de la piel y el sudor producido provoquen una sensación neutra*. Para ello se han hecho gran cantidad de experimentos en cámaras climáticas para encontrar el rango en el que la combinación de estas variables produzca una sensación térmica neutra. En estos experimentos realizados por Fanger se midieron la temperatura de la piel y el sudor producido a diversos niveles de actividad. La temperatura promedio

⁶ Mondelo, Confort y Estrés Térmico, Págs. 20 y 21

⁷ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

Descripción del Sistema de Interés

de la piel disminuye a mayor actividad y el sudor aumenta a mayor actividad. Esta relación se encuentra en las gráficas (Fig. 2.1 y 2.2)⁸:

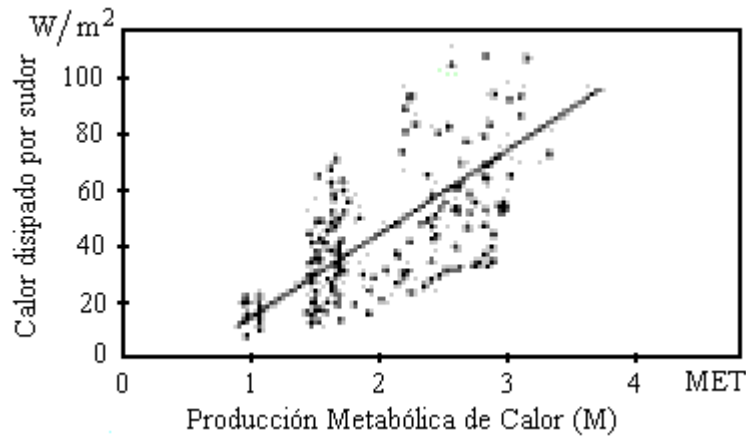


Fig. 2.1 Experimento de Fanger que muestra la relación entre la producción metabólica de calor y el calor disipado por el sudor (NOTA. 1 MET = 58.2 W/m²)

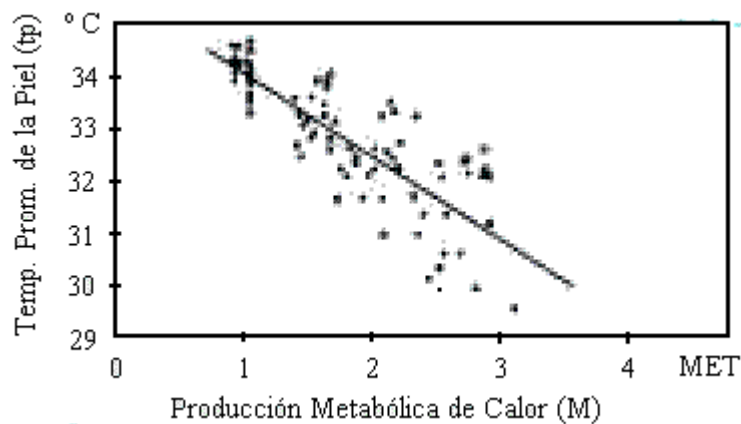


Fig. 2.2 Experimento de Fanger que muestra la relación entre la producción metabólica de calor y la temperatura promedio de la piel. (NOTA. 1 MET = 58.2 W/m²)

Durante este experimento no se observaron diferencias estadísticamente significativas entre edades, sexos, razas u orígenes geográficos. Las ecuaciones que obtuvo Fanger (por regresión lineal de sus experimentos) que relacionan la actividad con el sudor, y con la temperatura de la piel son las siguientes:

$$t_p = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (^\circ C) \quad (2.4)$$

$$E = 0.42(M - W - 58.15) \quad (W / m^2) \quad (2.5)$$

La segunda condición para el confort térmico, es que *el cuerpo se encuentre en balance térmico*, es decir, que el calor producido por el metabolismo sea igual el calor que puede disipar el cuerpo por cualquiera de los mecanismos indicados anteriormente. Entonces la ecuación de confort es aplicable

⁸ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

Descripción del Sistema de Interés

cuando existen condiciones de equilibrio y es la misma que la ecuación (1), aunque con el cambio del término de evaporación E , por E_c , que es la evaporación de sudor adecuada para el confort. A esta ecuación se le conoce como **ecuación de Confort o Ecuación de Fanger**, que es el instrumento fundamental para la evaluación del ambiente:

$$M - W = H + E_c + E_{res} + C_{res} \quad (2.6)$$

En caso de no existir el equilibrio térmico, se puede introducir una nueva variable A , que será la acumulación de calor en el cuerpo:

$$A = M - W - H - E_c - E_{res} - C_{res} \quad (2.7)$$

Si $A > 0$, entonces el cuerpo acumula calor y la sensación térmica será de calor; si $A < 0$ el cuerpo disipa más calor que el que genera, y la sensación térmica será de frío.

2.1.4. Mecanismos y Generación de Calor del Cuerpo Humano con el Medio Ambiente

A continuación se explicarán los mecanismos de transferencia de calor mencionados, que aparecen en la ecuación de balance de calor con el ambiente (2.7).

2.1.4.1. Metabolismo (M)

Es el proceso fisiológico en el cual el cuerpo convierte la energía química de los alimentos en calor, o bien para realizar trabajo. Su rango de valores puede ser entre 45 W/m^2 y más de 500 W/m^2 para un ejercicio intenso. Usualmente se utilizan tablas para estimar el metabolismo, una ecuación aproximada para el calor generado por el cuerpo es⁹:

$$M = 3.48Pc(0.65t_r + 0.35t_p) \quad (kJ) \quad (2.8)$$

donde 3.48 es el calor específico del cuerpo humano ($\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$), Pc es el peso corporal en kg , t_r es la temperatura rectal en $^\circ\text{C}$ y t_p es la temperatura de la piel en $^\circ\text{C}$. El metabolismo y las tablas para estimarlo se discutirán en el punto 2.1.5.1.

2.1.4.2. Trabajo Externo (W)

La eficiencia máxima del cuerpo es de alrededor de 20 y 25%, en el caso de actividades sedentarias (que será el objetivo del estudio de esta tesis) se desprecia el trabajo externo para facilitar el cálculo. Esta práctica de eliminar este término es común en la gran mayoría de los estudios de confort térmico, y se adoptará en este trabajo.

⁹ Mondelo, et al. Confort térmico. Pág. 15

Descripción del Sistema de Interés

2.1.4.3 Intercambio de calor por radiación (R)

La transferencia de calor por radiación no requiere de un medio para propagarse, y es un fenómeno electromagnético cuya naturaleza exacta no se conoce¹⁰. El intercambio de calor por radiación aparece entre la superficie de la persona (piel o vestido) y las superficies que lo rodean, en forma de radiaciones electromagnéticas. El intercambio de calor por radiación (por unidad de área, q) entre dos superficies está dado por la siguiente ecuación¹¹:

$$q = \sigma \varepsilon (T_A^4 - T_B^4) \quad (W / m^2) \quad (2.9)$$

Donde

σ - Constante de Stephan – Boltzman = $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2K^4)$

ε - Emisividad (adimensional). Para el cuerpo humano suele usarse un promedio de 0.97, proveniente de una emisividad unitaria para la piel, y una emisividad de 0.95 para la mayoría de los materiales del vestido.

T_A – Temperatura absoluta del cuerpo A (K).

T_B – Temperatura absoluta del cuerpo B (K).

Si se adapta esta ecuación al intercambio de calor por radiación (R) del cuerpo humano, la ecuación es la siguiente:

$$R = f_{eff} f_{clo} \varepsilon \sigma [(t_{clo} + 273)^4 - (TRM + 273)^4] \quad (W / m^2) \quad (2.10)$$

donde:

f_{eff} – Factor de área de radiación efectiva postural (relación entre la superficie de radiación efectiva de cuerpo vestido y el área total del cuerpo vestido). Se introduce este factor por el intercambio entre partes propias del cuerpo. Tiene un valor de 0.725 para personas de pie y de 0.696 para personas sentadas, se considerará un promedio de 0.71.

f_{clo} – Relación de la superficie de la persona cuando está vestida y de la superficie de la persona desnuda. Considera el incremento de la superficie de intercambio de calor por llevar ropa, tiene un valor de 1 para una persona desnuda, y aumenta según la cantidad de vestimenta que se lleve.

t_{clo} – Temperatura de la superficie del vestido (°C). Para personas desnudas $t_{clo} = t_p$.

TRM – Temperatura radiante media (°C)

Sustituyendo todas las constantes, el intercambio de calor por radiación del cuerpo humano será:

$$R = 3.95 \times 10^{-8} f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TRM + 273)^4] \quad (2.11)$$

¹⁰ Welty, James R. Transferencia de Calor aplicada a la Ingeniería. Pág 14.

¹¹ Manrique, José A. Transferencia de Calor. Pág. 6.

Descripción del Sistema de Interés

2.1.4.4 Intercambio de Calor por Convección (C)

El intercambio de calor por convección es aquel que se presenta entre un fluido y una superficie o interfase. En el confort térmico usualmente el fluido que intercambia calor con el cuerpo es el aire que nos rodea. La ecuación utilizada para el intercambio de calor por unidad de área (q) debido a convección es la siguiente:¹²

$$q = h\Delta T \quad (W / m^2) \quad (2.12)$$

donde:

h – Coeficiente de intercambio de calor por convección (W/m²K)

ΔT – Diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido (°C)

La convección se clasifica en convección libre y convección forzada. La diferencia entre ellas es la causa del movimiento del fluido; si es debido a diferencias de temperatura (bajas velocidades) se llamará convección libre, si es debido a una diferencia de presiones (altas velocidades) se llamará convección forzada. Para efectos prácticos en estudios de confort se considera convección forzada cuando la velocidad es mayor a 0.1 m/s. El intercambio de calor por convección del cuerpo humano por unidad de área (C) se calcula de la siguiente forma en estudios de confort térmico:

$$C = f_{clo} h_c (t_{clo} - t_a) \quad (W / m^2) \quad (2.13)$$

donde

f_{clo} – Factor del área del vestido (adimensional). Es el mismo que en el caso de radiación.

h_c – Coeficiente de intercambio de calor por convección (W/m²K)

t_{clo} – Temperatura del vestido (°C)

t_a – Temperatura ambiente (°C)

Para convección libre (velocidad del aire menor a 0.1 m/s), el coeficiente h_c depende de la diferencia de temperaturas entre el vestido y el aire:¹³

$$h_c = 2.38(t_{clo} - t_a)^{0.25} \quad (W / m^2 K) \quad (2.14)$$

Para convección forzada (velocidad del aire v_{ar}>0.1 m/s), el coeficiente depende únicamente de la velocidad del aire:

$$h_c = 12.1(v_{ar})^{0.5} \quad (W / m^2 K) \quad (2.15)$$

¹² Welty, James R. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería. Pág. 11.

¹³ Mondelo, Pág. 71

Descripción del Sistema de Interés

2.1.4.5 Pérdida de Calor por Evaporación del Sudor (E)

La evaporación del sudor es uno de los mecanismos más efectivos que tiene el cuerpo para disminuir su temperatura. La cantidad de sudor evaporada varía en función del trabajo que se realice, la velocidad del aire, la humedad del ambiente y la capacidad de sudoración de la persona (es mayor en aquellas personas aclimatadas a climas calurosos).¹⁴

Una persona puede llegar a sudar hasta 1 litro por hora, y para evaporar este sudor son necesarias 0.58 kcal por cada gramo de sudor. En actividades moderadas la evaporación por sudor es poco importante y llega a aportar el 25% de las pérdidas de calor. La sudoración se considerará permisible en función con la evaporación máxima posible, pues la sudoración es un mecanismo de prevención. La expresión para calcular la pérdida de calor por evaporación del sudor (2.5) fue obtenida por regresión lineal de los experimentos de Fanger anteriormente mencionados.

$$E = 0.42(M - W - 58.15) \quad (W / m^2) \quad (2.5)$$

2.1.4.6 Pérdida de Calor por Respiración (C_{res} y E_{res}).

Durante la respiración se pierde calor ya que el aire exhalado es más caliente que el inhalado (usualmente así sucede), y porque existen diferencias en el contenido de vapor. La temperatura promedio del aire exhalado es de 34°C, y la pérdida de calor (C_{res}) por respiración depende también de la actividad (pues el ritmo de respiración depende de la actividad). Esta pérdida es muy pequeña y viene dada por la siguiente expresión:

$$C_{res} = 0.0014M(34 - t_a) \quad (W / m^2) \quad (2.16)$$

donde:

M – Metabolismo (W/m^2)

t_a – Temperatura ambiente (°C)

De forma similar, la pérdida de calor debido a la diferencia de vapor de agua entre el aire inhalado y exhalado se puede estimar con la siguiente ecuación, que depende de la actividad (Metabolismo) y de la presión parcial del agua en el ambiente:

$$E_{res} = 1.72 \times 10^{-5} M(5687 - p_a) \quad (W / m^2) \quad (2.17)$$

donde p_a es la presión parcial del vapor de agua en el aire.

2.1.4.7 Pérdida de calor por difusión del vapor en la piel (E_d)

La pérdida de calor por evaporación tiene lugar en parte por la difusión del vapor de agua a través de la piel (E_d), además de la evaporación del sudor (E) en la superficie. La pérdida de calor por difusión es función de la diferencia de presiones entre la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de la piel (p_p) y la presión de vapor de agua en el ambiente (p_a):

¹⁴ Mondelo Pág. 72

Descripción del Sistema de Interés

$$E_d = 3.05 \times 10^{-3} (p_p - p_a) \quad (W / m^2) \quad (2.18)$$

La presión de vapor saturado en la piel (p_p), es función de la temperatura de la piel (t_p) y para valores de la temperatura de la piel entre 27°C y 37°C, se puede calcular con la siguiente expresión:

$$p_p = 256t_p - 3373 \quad (Pa) \quad (2.19)$$

La difusión del vapor del agua en la piel suele ser más significativa que la pérdida de calor por respiración, aunque no es controlada por el sistema termorregulador. Finalmente, la ecuación para calcular la pérdida de calor por unidad de área debida a difusión del vapor en la piel será:

$$E_d = 3.05 \times 10^{-3} (256t_p - 3373 - p_a) \quad (W / m^2) \quad (2.20)$$

2.1.4.8 Conducción de calor a través del vestido (K)

El intercambio de calor a través del vestido (por unidad de área) (K) es regido por la primera Ley de Fourier de la conducción, y para estudios de confort térmico se calculará de la siguiente forma:

$$K = (t_p - t_{clo}) (\delta A / L) \quad (W / m^2) \quad (2.21)$$

donde ($\delta A/L$) es la conductividad térmica del vestido.

Si se obtiene el inverso de la conductividad se obtiene la resistencia térmica, este valor de resistencia térmica del vestido es el que puede encontrarse en tablas en unidades llamadas CLO. La equivalencia es de 1 CLO = 0.155 m²K/W. Por lo tanto la conducción térmica por el vestido se calculará de la siguiente forma:

$$K = (t_p - t_{clo}) / (0.155 I_{clo}) \quad (W / m^2) \quad (2.22)$$

donde I_{clo} es la resistencia térmica del vestido medida en CLO.

2.1.5. Variables que Intervienen en el Confort Térmico

Para describir la metodología del PMV (Predicted Mean Vote) de Fanger, las ecuaciones anteriores requieren de seis variables básicas para poder estimar el grado de satisfacción térmica en la escala PMV. Las variables están divididas en dos grupos: las variables personales (que son estimaciones) y las variables ambientales (variables físicas medibles):

- Variables personales (estimadas)
 - Nivel metabólico
 - Aislamiento del vestido
- Variables ambientales (medibles)
 - Temperatura ambiente
 - Humedad Relativa
 - Velocidad del aire
 - Temperatura radiante media

Descripción del Sistema de Interés

2.1.5.1. Nivel Metabólico (M)

El calor producido por el cuerpo es función de la actividad muscular. El metabolismo suele medirse en una unidad llamada Met, que equivale a una generación de calor de 58.2 W/m^2 ¹⁵ que es el calor generado por una actividad sedentaria (1 Met). El metabolismo tiene un valor mínimo al estar dormidos (metabolismo basal) de 0.8 Met y tiene valores límite en esfuerzos físicos intensos, pudiendo superar los 10 Met.

Para estimar el calor producido por el cuerpo, usualmente se utilizan tablas que detallan el calor producido en función de la actividad que se realice. La medición del consumo energético se puede hacer por calorimetría directa (cámara programada para controlar las condiciones microclimáticas y medir el calor que genera el hombre mientras realiza el trabajo) o bien por calorimetría indirecta (midiendo el gasto energético de los alimentos, consumo de oxígeno o con la frecuencia cardiaca).¹⁶ En el apéndice B aparece la tabla correspondiente a la norma ISO 8996 que muestra el valor del calor metabólico para diferentes actividades.

En la ecuación de confort y en el cálculo del PMV, se sustituye el calor metabólico (en W/m^2) en el término M (Metabolismo) de la ecuación.

2.1.5.2. Aislamiento del Vestido (I_{Clo})

La ropa reduce la pérdida de calor del cuerpo, reduciendo la pérdida por convección y por radiación; por ello la característica que interesa de la ropa es su valor de aislamiento. La unidad utilizada para ello es el Clo, equivalente a $0.155 \text{ m}^2\text{C/W}$ (unidades de resistencia térmica). Se eligió esta equivalencia para que una persona desnuda tenga un valor de 0 Clo y un traje típico de negocios tenga un valor de 1 Clo.

Al igual que en el metabolismo, suelen utilizarse tablas con el equivalente de aislamiento. Estas tablas se obtienen de experimentos con maniqués calentados. Dentro de los resultados obtenidos, se ha concluido que el tipo de tejido depende poco en la cantidad de aislamiento.¹⁷ Estas tablas se pueden consultar en el apéndice C, que reproduce las tablas de la norma ISO 7730.

El aislamiento del vestido se introduce en la ecuación de confort como el término I_{Clo} , en $\text{m}^2\text{C/K}$.

2.1.5.3. Temperatura Ambiente (t_a)

Se refiere a la temperatura ambiente del aire, también llamada temperatura de bulbo seco. Puede ser medida con un termómetro estándar y sus unidades físicas son los grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$). Usualmente es el parámetro que se utiliza para lograr la comodidad en edificios con sistemas de climatización. La secretaría el trabajo y previsión social en su norma NOM-001-STPS-1999, recomienda una temperatura entre 20 y 24°C en invierno y entre 23 y 26°C en verano¹⁸. Aunque la temperatura ambiente es un factor muy importante en el confort térmico, no se debe olvidar que no es la única variable que determina el confort, sino el conjunto de las 6 variables que apunta Fanger.

¹⁵ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

¹⁶ Mondelo, Ergonomía 2, Confort y Estrés Térmico. Pág. 56.

¹⁷ <http://www.squ1.com/index.php?http://www.squ1.com/comfort/prediction.html>

¹⁸ NOM-001-STPS-1999, Edificios, locales, instalaciones y áreas en los centros de trabajo. Condiciones de seguridad e higiene. Publicado en el Diario Oficial de la Federación el 13 de diciembre de 1999.

Descripción del Sistema de Interés

2.1.5.4. Humedad del Ambiente (HR)

El vapor de agua que está contenido en el aire ambiental se conoce como humedad. Para una temperatura específica, el aire puede retener sólo cierta cantidad de vapor, de lo contrario este vapor se condensará y precipitará. Existen la humedad absoluta y la humedad relativa; la primera se refiere a la cantidad de vapor que existe por kilogramo de aire y la segunda se refiere a la relación de la cantidad de vapor contenida en el aire, comparada con la máxima cantidad de vapor que puede retener, llamado punto de rocío. Ésta relación se expresa como el cociente de la presión parcial del vapor dividido entre la presión parcial del punto de saturación.

La humedad relativa es importante para el confort térmico, pues tiene efecto en la capacidad de evaporación del sudor¹⁹. La cantidad de sudor que puede evaporarse depende de la presión parcial del vapor del ambiente; en ambientes secos es más fácil evaporar pues la humedad relativa (y por ende la presión parcial del vapor) es baja, en cambio en ambientes húmedos es más difícil pues está más cerca de su punto de saturación.

Para medir la humedad ambiental se utiliza el higrómetro o el psicrómetro. Con la humedad relativa y la temperatura del aire, es posible obtener la presión parcial del vapor (P_a) para el cálculo de la ecuación de confort, en los términos de evaporación del sudor (E_c) y evaporación de la humedad de la respiración (E_{res}). La expresión para calcular la presión de saturación (p_{sa}) a cierta temperatura se conoce como ecuación de Antoine y es la siguiente:

$$p_{sa} = 100 \exp \left[18.956 - \frac{4030.18}{t_a + 235} \right] \quad (Pa) \quad (2.23)$$

Finalmente la presión parcial del vapor de agua (p_a) se podrá obtener de la definición de humedad relativa (HR):

$$HR = \left(\frac{P_a}{P_{sa}} \right) \times 100 \quad (\%) \quad (2.24)$$

Entonces conociendo la temperatura ambiente (temperatura de bulbo seco) y la humedad relativa, se podrá calcular la presión parcial del vapor en el aire (p_a), la cual se sustituirá en la ecuación de confort.

2.1.5.5. Velocidad del Aire (v_{ar})

La velocidad del aire es otro factor que interviene en el confort térmico. En ambientes cálidos, una corriente de aire ayuda significativamente a enfriar el cuerpo, en cambio, en ambientes fríos, puede ser muy molesta. La velocidad del aire influye en la convección, específicamente en el coeficiente de transferencia de calor (h). De igual forma influye en la evaporación del sudor, pues el movimiento facilita la evaporación.

¹⁹ Teodosiu, Catalin, et. Al. Numerical prediction of indoor air humidity an its efect on indoor environment. Pág. 1.

Descripción del Sistema de Interés

La magnitud de la velocidad del viento se clasifica por el número de Beaufort en el cual 0 significa sin viento y 12 es un huracán. La siguiente tabla 2.2 clasifica la velocidad del viento según la escala de Beaufort.

No. Beaufort	Descripción	Velocidad del viento (m/s)	Efectos del Viento
2	Brisa ligera	1.6-3.3	Viento sensible en la cara
3	Brisa sensible	3.4-5.4	Movimiento del cabello y ropa. Dificultad para leer el periódico
4	Brisa moderada	5.5-7.9	Levanta el polvo y papel; alborota el cabello
5	Brisa fresca	8.0-10.7	Fuerza del viento sentida en el cuerpo
6	Brisa fuerte	10.8-13.8	Difícil de manipular sombrillas; dificultad al caminar de forma recta; el sonido del viento es molesto
7	Temporal ligero	13.9-17.1	Difícil de caminar
8	Temporal moderado	17.2-20.7	No es posible mantener el balance
9	Temporal fuerte	20.8-24.4	Las personas son movidas por el viento

Tabla 2.2: Escala de Beaufort para la velocidad del viento y sus efectos en los humanos.²⁰

Las velocidades del aire que usualmente se pueden encontrar en interiores está en una escala menor, la siguiente tabla (2.3) se hace una comparación de la magnitud de las corrientes de aire:

Descripción	v_a (m/s)
Sin movimiento	0
No sensible	0.1
Apenas sensible	0.3
Brisa placentera	0.5
Brisa moderada	0.7
El cabello y los papeles se mueven	1.0
Sensiblemente molesto	1.4
Brisa molesta	1.7
Se mueven puertas y ventanas	>2.0

Tabla 2.3 Escala comparativa de la velocidad del aire²¹

La medición de la velocidad del aire se hace con un anemómetro, y para la ecuación de confort es necesario medirse en m/s. Para aplicaciones de confort en interiores, los anemómetros deben ser más sensibles que aquellos que se utilizan para medir la velocidad del viento, pues es raro encontrar velocidades mayores a 1 m/s.

Para calcular la velocidad relativa del aire (v_{ar}), necesaria para calcular los índices de confort, se debe hacer una corrección a la velocidad del aire v_a , de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$v_{ar} = v_a + 0.0052(M - 58) \quad (m/s) \quad (2.25)$$

²⁰ Chen, Qingyan. Using computational tools to factor wind into architectural environment design. Energy and Buildings 36 (2004) pag 1198

²¹ <http://www.squ1.com/index.php?http://www.squ1.com/comfort/prediction.html>

Descripción del Sistema de Interés

2.1.5.6. Temperatura Radiante Media

La temperatura radiante media es la variable que permite incorporar el intercambio de calor por radiación al balance de energía del cuerpo humano. Su efecto es casi tan importante como el de la temperatura ambiente, aún así no se llegan a considerar los efectos que puede tener la radiación en varios estudios de confort térmico.

La temperatura radiante media se define como la temperatura uniforme de un local negro imaginario que produzca la misma pérdida de calor por radiación que el local real²². Es simplemente un promedio ponderado por superficies de la temperatura de las superficies que rodean al cuerpo. La temperatura radiante media se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$TRM = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n F_{p-i} (t_i + 273)^4} \quad (2.26)$$

donde

F_{p-i} – Factor angular entre la persona y la superficie i .

t_i – Temperatura de la superficie i .

Para calcular la temperatura radiante media, es necesario conocer la temperatura de todas las superficies que rodean a la persona, así como una estimación del factor angular entre la persona y la superficie. Este procedimiento es muy complicado (se deben conocer todas las temperaturas), por ello se recurre a utilizar la temperatura de globo, que se mide por medio de un instrumento especial llamado termómetro de globo que es simplemente un termómetro cuyo bulbo está rodeado con una esfera de 150mm de diámetro, hecha de cobre pintado color negro mate. La figura 2.3 muestra un termómetro de globo.



Figura 2.3 – Termómetro de globo²³

Con las siguientes expresiones es posible hallar la temperatura radiante media a partir de la temperatura de globo²⁴:

Para convección natural ($v_a < 0.15$ m/s)

$$TRM = \left[(t_g + 273)^4 + \left(0.25 \times 10^8 / \varepsilon (t_g - t_a / d)^{0.25} (t_g - t_a) \right)^{0.25} \right]^{0.25} - 273 \quad (2.27)$$

²² Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

²³ <http://www.squ1.com/comfort/radiant-temp.html>

²⁴ Mondelo Págs. 93 y 94

Descripción del Sistema de Interés

Para convección forzada ($v_a > 0.15$ m/s):

$$TRM = \left[(t_g + 273)^4 + \left(1.1 \times 10^8 v_a^{0.6} / (\varepsilon d^{0.4}) (t_g - t_a) \right) \right]^{0.25} - 273 \quad (2.28)$$

donde:

t_g – Temperatura de globo, (°C)

v_a – Velocidad del aire, (m/s)

d – Diámetro del globo, (m)

t_a – Temperatura del aire, (°C)

ε - Coeficiente de emisividad del termómetro

2.1.6. Evaluación del Confort Térmico. Escalas PMV, PPD y Ecuación de Confort de Fanger.

El confort térmico depende entonces de seis variables principales. En este punto se describirá una escala universal que engloba los seis factores en un índice llamado PMV (Predicted Mean Vote – Voto Medio Previsto o Índice de Valoración Medio IVM) desarrollado por Fanger y adoptado por la norma ISO 7730. El PMV es un índice empírico basado en la fisiología humana que toma en consideración el intercambio de calor con el ambiente en estado permanente.²⁵

Fanger propone que para que exista confort térmico se requieren 2 condiciones, que se cumpla el equilibrio térmico entre el cuerpo humano y el ambiente, expresado por la ecuación (2.7) y al mismo tiempo que la tasa de sudoración (ecuación 2.5) y la temperatura promedio de la piel (ecuación 2.4) estén dentro de los límites de confort. A continuación se reescribirá la ecuación 7 con todos sus términos, dejando como variable la acumulación de calor (A):

$$M - W - R - C - E - C_{res} - E_{res} - E_d = A \quad (2.29)$$

$$t_p = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (^\circ C) \quad (2.4)$$

$$E = 0.42(M - W - 58.15) \quad (W / m^2) \quad (2.5)$$

A este conjunto de ecuaciones se le conoce como **Ecuación de Confort o Ecuación de Fanger**.

La escala PMV es uno de los métodos más utilizados para evaluar el confort térmico, además de ser uno de los más completos. Consigue integrar todos los factores que determinan el confort térmico. Este índice se basa en una valoración subjetiva obtenida por experimentación de un grupo de 1300 personas que fueron sometidas a diferentes combinaciones de los seis factores en cámaras climáticas, las cuales debían evaluar conforme a la siguiente escala su grado de satisfacción con el ambiente.²⁶

²⁵ A new approach for measuring predicted mean vote (PMV) and standard effective temperature (SET)

²⁶ Mondelo pag 83

Descripción del Sistema de Interés

+3	Muy caluroso
+2	Caluroso
+1	Ligeramente caliente
0	Confort (neutro)
-1	Ligeramente frío
-2	Frío
-3	Muy Frío

Tabla 2.4 Escala de evaluación del ambiente térmico PMV de Fanger

La ecuación para calcular el PMV que obtuvo Fanger, la obtuvo por regresión de los votos de las 1300 personas experimentadas, tomando como variable la carga térmica del cuerpo A (Ecuación 29). La ecuación es la siguiente:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028)A \quad (2.30)$$

Sustituyendo A por los términos de la ecuación (2,29) y estos a su vez desarrollados: R por la ecuación (2.11), C por la ecuación (2.13), E por la ecuación (2.5), C_{res} por la ecuación (16), E_{res} por la ecuación (2.17) y E_d por la ecuación (2.20), así como los términos t_p que aparecen en estas ecuaciones por la ecuación (4) se obtiene la siguiente ecuación desarrollada para obtener el PMV:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \{ (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} [5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M(5687 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TRM + 273)^4] - f_{clo} h_c (t_{clo} - t_a) \} \quad (2.31)$$

Para poder utilizar la ecuación 27 se deben tener los términos f_{clo} , h_c y t_{clo} . La temperatura del vestido (t_{clo}) se obtiene igualando la transferencia de calor por convección y radiación del ambiente, a la conducción a través de la ropa, pues todo el calor captado del ambiente debe ser conducido a través del vestido, que funciona como una resistencia térmica:

$$K = R + C \quad (2.32)$$

Desarrollando cada uno de los términos:

$$\frac{t_p - t_{clo}}{0.155I_{clo}} = 3.96 \times 10^{-8} f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TRM + 273)^4] + f_{clo} h_c (t_{clo} - t_a) \quad (2.33)$$

Despejando t_{clo} del lado izquierdo y sustituyendo t_p por la ecuación (2.4), llegamos a la siguiente ecuación recursiva que debe resolverse por métodos numéricos iterativos:

$$t_{clo} = 35.7 - 0.0275(M - W) - 0.155I_{clo} \{ 3.96 \times 10^{-8} f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TRM + 273)^4] + f_{clo} h_c (t_{clo} - t_a) \} \quad (2.34)$$

Además:

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{clo} - t_a)^{0.25} & \text{para } 2.38(t_{clo} - t_a)^{0.25} > 12.1v_{ar}^{0.5} \\ 12.1v_{ar}^{0.5} & \text{para } 2.38(t_{clo} - t_a)^{0.25} < 12.1v_{ar}^{0.5} \end{cases} \quad (2.35)$$

Descripción del Sistema de Interés

$$f_{clo} = \begin{cases} 1.00 + 0.2I_{clo} & \text{para } I_{clo} < 0.5 \text{ CLO} \\ 1.05 + 0.1I_{clo} & \text{para } I_{clo} > 0.5 \text{ CLO} \end{cases} \quad (2.36)$$

Finalmente, resolviendo el sistema de ecuaciones 2.29, 2.34, 2.35 y 2.36 se obtiene el índice PMV que engloba los seis factores que intervienen en el confort térmico.

Se recomienda utilizar esta metodología para los siguientes rangos de las variables²⁷:

Variable	Mínimo	Máximo	Unidad
M	0.8	4	MET
I_{clo}	0	2	CLO
T_a	10	30	°C
TRM	10	40	°C
v_{ar}	0	1	m/s
HR	30	70	%

Tabla 2.5 – Límites permisibles de las variables de confort en la metodología de Fanger.

Sería de poca utilidad la escala PMV de Fanger si no se pudiera determinar cuánta gente está satisfecha con el ambiente térmico, por ello desarrolló el índice PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied), cuyas siglas en inglés significan el porcentaje de gente insatisfecha. Aún teniendo voto neutro ($PMV = 0$) habrá una fracción de la población (5%) que no estará satisfecha con el ambiente. El índice tiene una relación directa con el PMV, y se considerará insatisfecha a la gente cuyo voto sea +3, +2, -2 o -3. La relación entre estos índices la expresa la siguiente ecuación y puede verse en la siguiente figura (Figura 2.4):

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353PMV^4 - 0.2179PMV^2) \quad (\%) \quad (2.37)$$

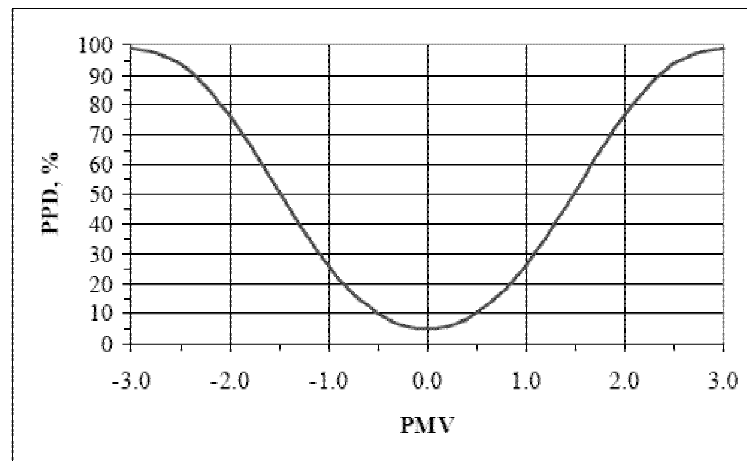


Figura 2.4 – Relación entre el voto medio previsto (PMV) y el porcentaje de personas insatisfechas.²⁸

Se recomienda para fines de diseño y evaluación que el porcentaje de personas insatisfechas no sea mayor de 10%, que equivale a un rango de PMV entre -0.5 y 0.5. Si el ambiente se evalúa fuera de este rango, es necesario modificar alguna de las 6 variables descritas para lograr el confort térmico.

²⁷ http://www.esru.strath.ac.uk/Courseware/Class-16387/5-Comfort_metrics.pdf

²⁸ Markov, Detelin. Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters. Pag 4

Descripción del Sistema de Interés

2.1.7. Incomodidad Térmica Local

El índice PMV expresa la satisfacción promedio con el ambiente del cuerpo como un conjunto, sin embargo existen situaciones en las cuales pueden existir molestias localizadas que no pueden combatirse elevando o disminuyendo la temperatura del lugar, sino hay que ver que tipo de molestia es para encontrar una solución. Por ello existen cuatro parámetros complementarios al PMV que son necesarios para asegurar que no exista incomodidad térmica local, que se describen a continuación.

2.1.7.1. Corrientes de Aire

Las corrientes de aire suele ser una queja común en los lugares de trabajo. Usualmente la incomodidad de las corrientes de aire se siente en las partes desnudas como la cara, el cuello o las manos. La pérdida de calor por convección no sólo depende de la velocidad del aire, sino también de su turbulencia y desde luego su temperatura.

Se han hecho estudios que han demostrado que las fluctuaciones en la velocidad del aire (es decir su turbulencia) mayores a 2 Hz no se perciben (baja turbulencia), mientras que las cercanas a 0.5 Hz (alta turbulencia) son las más molestas. Para evaluar el porcentaje de personas insatisfechas por corrientes de aire se utiliza la siguiente ecuación, basada en estudios realizados sobre 150 personas, que aparece en la norma ISO 7730:²⁹

$$DR = (34 - t_a)(v_a - 0.05)^{0.62}(37 \cdot SD + 3.14) \quad (\%) \quad (2.38)$$

donde:

DR – Porcentaje de personas inconformes por corrientes de aire (Draught Rating) (%)

t_a – Temperatura ambiente (°C)

v_a – Velocidad promedio del aire (m/s)

SD – Desviación estándar de la velocidad del aire (m/s).

Para hacer este estudio es necesario realizar varias mediciones para obtener un promedio de velocidad del aire, por un tiempo de 3 minutos. Además es necesario un anemómetro capaz de medir velocidades menores a 0.05 m/s y fluctuaciones de hasta 2 Hz, algunos de los cuales pueden incluso proporcionar el porcentaje de turbulencia (Tu). La turbulencia es proporcional a la desviación estándar, la intensidad de turbulencia se define de la siguiente forma:

$$Tu = 100 \frac{SD}{v_a} \quad (\%) \quad (2.39)$$

²⁹ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

Descripción del Sistema de Interés

2.1.7.2. Asimetría de Radiación Térmica

Cuando se encuentra alguien frente a un calentador o una chimenea, suele sentir un frío incómodo en la espalda, que no puede arreglarse acercándose a la fuente de calor; esta forma es un ejemplo de la incomodidad por asimetría de radiación térmica. En lugares de trabajo puede ser causada por ventanas frías o calientes, paredes, techos y paneles calentados.

Para evaluar esta incomodidad se utiliza un parámetro llamado asimetría de temperatura radiante (Δt_{pr}), definido como la diferencia de la temperatura radiante plana (t_{pr}) entre dos caras opuestas, es decir, entre techo y suelo o entre dos paredes opuestas. Los experimentos han mostrado que los techos calientes y las ventanas frías causan mayor incomodidad, mientras que los techos fríos y las ventanas calientes causan una menor incomodidad. Los resultados de estos estudios pueden verse en la siguiente figura³⁰ (figura 2.5):

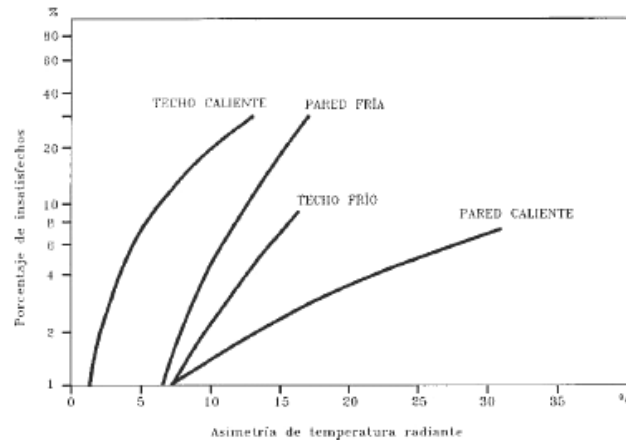


Figura 2.5 – Porcentaje de personas insatisfechas por asimetría de radiación térmica³¹.

La ecuación que describe las curvas de la figura 2.5 es la siguiente:

$$PPD_{ART} = a + b \cdot \exp(c(\Delta t_{pr})^d) \quad (2.40)$$

donde:

PPD_{ART} – Porcentaje de personas insatisfechas por asimetría de temperatura radiante. (%)

Δt_{pr} – Asimetría de temperatura radiante (°C)

y los valores de las constantes de regresión, los coeficientes de regresión r^2 y los rangos de aplicabilidad ($\Delta t_{pr \min}$ y $\Delta t_{pr \max}$) son los siguientes³²:

	a	b	c	d	r^2	$\Delta t_{pr \min}$ (°C)	$\Delta t_{pr \max}$ (°C)
Techo Caliente	-0.9525	0.1865	2.0755	0.35	0.999854	1.3	12.8
Pared Fría	-1.2568	0.0189	1.9469	0.47	0.999704	6.5	17.0
Techo Frío	-0.1056	0.0163	1.5847	0.49	0.999767	7.2	16.8
Pared Caliente	-0.1112	0.0539	1.4686	0.36	0.999847	7.2	31.4

Tabla 2.6 – Asimetría de radiación térmica, constantes de regresión de la ecuación de fracción de personas insatisfechas.

³⁰ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

³¹ Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España. http://www.mtas.es/insht/ntp/ntp_501.htm

³² Markov, Detelin. Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters. Pag 6

Descripción del Sistema de Interés

2.1.7.3. Diferencia de temperaturas vertical

Son comunes las situaciones donde la gente siente incomodidad en los pies. La distribución de temperaturas en el local es tal que la temperatura aumenta en función de la altura. Se realizaron estudios en condiciones neutrales que demuestran que para una diferencia de temperaturas vertical (medidas a altura de los tobillos y a la altura del cuello) mayor de 3°C, el porcentaje de personas insatisfechas aumenta. Por ello la norma ISO 7730 toma 3°C como la máxima diferencia de temperaturas vertical (Δt_a) permisible. En la siguiente figura (figura 2.6) se muestra la relación entre la diferencia de temperaturas vertical y el porcentaje de personas insatisfechas.

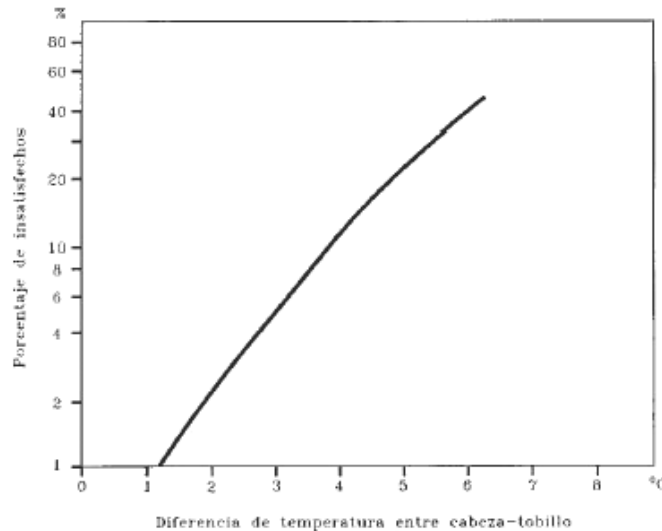


Figura 2.6 – Efecto de la diferencia de temperatura vertical en el porcentaje de personas insatisfechas³³.

La ecuación que describe este comportamiento es la siguiente³⁴:

$$PPD_{Dta} = 0.7038 + 0.2974(\Delta t_a)^{2.781} - 0.0084e^{\Delta t_a} \quad (\%) \quad (2.41)$$

donde PPD_{Dta} es el porcentaje de personas insatisfechas por diferencia de temperatura vertical. El coeficiente de correlación para esta regresión es de 0.999982 y es aplicable para un rango de diferencia de temperatura vertical entre 1 y 8.5 °C.

2.1.7.4. Temperatura del Piso

Debido al contacto de los pies con el suelo, se puede producir un malestar local. Es incorrecto hablar de una incomodidad por la temperatura del piso, pues la temperatura del piso no es el único factor que interviene. El mecanismo de intercambio de calor por el piso es la conducción, en la cual intervienen la diferencia de temperaturas, la conductividad y la capacidad térmica del material, en este caso el piso. Por esta razón los pisos alfombrados se sienten cálidos y los pisos de mármol se sienten fríos. La norma ISO 7730 establece el rango de temperaturas del piso (t_f) (para personas con calzado) entre 19°C y 29°C para tener 10% de personas insatisfechas o menos. Para personas descalzas es necesario

³³ Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España. http://www.mtas.es/insht/ntp/ntp_501.htm

³⁴ Markov, Detelin. Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters. Pag 7

Descripción del Sistema de Interés

considerar además el tipo de piso. La siguiente figura (figura 2.7) muestra la relación entre la temperatura del piso y el porcentaje de personas insatisfechas.

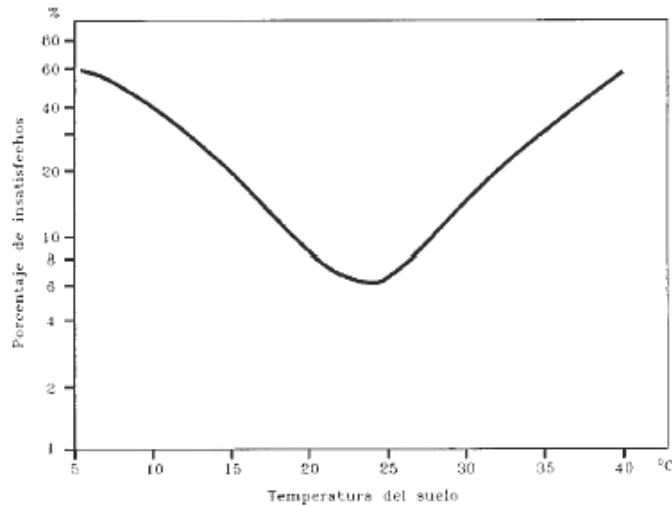


Figura 2.7 – Relación entre la temperatura del piso y el porcentaje de personas insatisfechas.³⁵

La ecuación que describe el experimento anterior es la siguiente³⁶:

$$PPD_{Floor} = 59.5022 - 74.6871t_f + 16.4158(t_f \ln t_f + 9.3362 \ln t_f) \quad (\%) \quad (2.42)$$

donde PPD_{floor} es el porcentaje de personas insatisfechas por la temperatura del piso. Esta ecuación tiene un coeficiente de correlación de 0.999982 y es aplicable para un rango de temperaturas del piso entre 5°C y 40°C.

2.1.8. Otras Variables que pueden intervenir en el Confort Térmico

Existen además otras variables no cuantificables que pueden intervenir en el confort térmico de un individuo. La forma en la que intervienen estas variables es cambiando la actividad metabólica de los individuos o bien en los mecanismos de disipación del calor. Es útil tener en mente estos factores, pues aunque no sean cuantificables, deben tomarse en consideración.

2.1.8.1. Aclimatación

La aclimatación es la adaptación a las condiciones microclimáticas y se obtiene en un tiempo entre 7 y 14 días de exposición, aunque no garantiza que la persona esté protegida a las situaciones climáticas.³⁷ Los primeros días en que una persona se expone a un clima diferente, sufre de tensión por frío o por calor (dependiendo la situación) superior a la de una persona aclimatada. Con el tiempo el cuerpo se va ajustando psicológica y fisiológicamente al nuevo clima. Esta aclimatación se presenta generalmente a las condiciones de calor (cambia su capacidad de sudoración), pues en condiciones de frío el hombre ocupa otros métodos como el vestido para lograr un ambiente confortable. La aclimatación no es permanente y se pierde con relativa rapidez.

³⁵ Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España. http://www.mtas.es/insht/ntp/ntp_501.htm

³⁶ Markov, Detelin. Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters. Pág. 8

³⁷ Mondelo Pág. 29

Descripción del Sistema de Interés

Varios estudios han demostrado que no existe diferencia significativa en las condiciones de neutralidad entre personas que viven en los trópicos contra las personas que viven en climas templados. De igual forma no existe diferencia entre las condiciones de neutralidad entre el verano y el invierno.³⁸

2.1.8.2. Edad y Sexo

Con la edad los mecanismos termorreguladores se hacen menos eficientes, a pesar de esto, no existen diferencias significativas entre las condiciones de neutralidad entre jóvenes y viejos. Esto puede deberse a que el metabolismo menor de las personas mayores compensa su menor capacidad de sudoración. La creencia que la gente mayor prefiere climas calurosos no ha sido comprobada experimentalmente.

De igual forma no existen diferencias entre sexos para las condiciones de confort, aunque por lo general las mujeres tienen mayor dificultad para soportar la sobrecarga de calor, sobre todo durante el embarazo. La temperatura de confort de las mujeres es ligeramente mayor que la de los hombres, esto puede deberse a que al igual que las personas mayores, su metabolismo es ligeramente menor, aunque también su capacidad de sudoración.

2.1.8.3. Constitución Corporal

Las personas obesas sufren más con el calor, y las personas delgadas sufren más con el frío. Esto se debe a que la producción de calor depende del volumen (W/m^3) de la persona, mientras que la disipación es proporcional a la superficie (W/m^2), mientras mayor sea el sobrepeso de la persona, la relación superficie-volumen se hace menor. Esto podría explicar que las personas delgadas prefieran una mayor temperatura, pero esto no ha sido comprobado experimentalmente, por ello se ha concluido que la constitución corporal no influye en las condiciones de confort de un individuo.

2.1.8.4. Etnia

No se ha podido comprobar que el color de la piel tenga efectos importantes en la absorción de radiaciones infrarrojas. El hecho de que la piel cambie de color con la exposición al sol, tiene como objeto una mayor protección contra las radiaciones ultravioleta, más que para lograr una mejor aclimatación al calor. Las diferencias étnicas frente al calor son sutiles y no se considera un factor significativo para el confort térmico.

2.1.8.5. Estado de Salud

Una enfermedad puede cambiar la producción de calor metabólica del organismo sin que los mecanismos de termorregulación funcionen correctamente. La temperatura ambiente debe de cambiarse externamente de forma inversa a la producción metabólica para lograr el confort térmico en personas enfermas.³⁹

2.1.8.6. Comida y Bebida

La ingestión de alimentos causa un incremento en la actividad metabólica, que puede aumentar entre un 10 o 15%, por ello durante y después de una comida se preferiría una temperatura ambiente menor.

³⁸ <http://www.architecture.arizona.edu/architecture/academic/graduate/peyush/prep/prep3.html>

³⁹ <http://www.architecture.arizona.edu/architecture/academic/graduate/peyush/prep/prep3.html>

Descripción del Sistema de Interés

Por otro lado, el tomar bebidas alcohólicas no incrementa la actividad metabólica, aunque si provoca la dilatación de los vasos sanguíneos, lo que da como resultado una sensación de calor.

2.1.9. Otros Índices y Modelos de Confort

2.1.9.1. Modelo de dos Nodos (*Modelo de Gagge*)

El modelo PMV es útil únicamente para predecir respuestas en estado permanente. El modelo de dos nodos fue desarrollado por Gagge (1971) para predecir la respuesta fisiológica a estados transitorios⁴⁰. Es una simplificación de modelos termoregulatorios más complejos. El modelo de Fanger se basa en factores ambientales y el balance de calor con el medio ambiente, y la respuesta del cuerpo a este ambiente la encuentra por medio de relaciones experimentales, en cambio, el modelo de dos nodos modela la respuesta del cuerpo a factores externos. Esto es, calcula el calor generado, el sudor generado, el flujo de sangre, etc; modelando el cuerpo humano en 16 capas.

Las ecuaciones de este modelo calculan la temperatura de la piel y la cantidad de sudor para predecir la sensación térmica y el disconfort térmico. Los índices se basan en una escala de 11 puntos, donde los valores positivos representan sensación de calor y los valores negativos representan sensación de frío. Los valores de sensación térmica del PMV se repiten, y adiciona el valor de +/-4 (muy caliente/frío) el valor de +/-5 (Calor/frío intolerable).

Los resultados de este modelo son similares al modelo de Fanger, aunque no dan resultados iguales. Por ejemplo, si tomáramos la zona de confort de Fanger (-1 a 1) y la traducimos a temperaturas, el modelo de Fanger dice que la zona de confort corresponde a un rango de 24°C a 28.5°C; mientras que el modelo de Gagge el rango de temperaturas es entre 17°C y 27.5°C, siendo que el desarrollo de ambos modelos es en principio el intercambio de calor del cuerpo con el ambiente. La diferencia de resultados puede deberse al algoritmo en sí.⁴¹

2.1.9.2. Temperatura Efectiva

La temperatura efectiva es probablemente el parámetro ambiental más utilizado. Combina la temperatura y la humedad en un índice único, de tal forma que dos ambientes con la misma temperatura efectiva (ET*). Se define como la temperatura a un ambiente de 50% de humedad relativa, que resulta en la misma cantidad de calor perdido de la piel, que el ambiente real. Esto significa que la temperatura efectiva combina el efecto de tres parámetros: la temperatura radiante media, la temperatura ambiente y la presión parcial del vapor (humedad relativa)⁴².

Es un índice de confort que fue desarrollado en un modelo dinámico de dos nodos de la regulación de la temperatura interna, que difiere de Fanger que es un índice desarrollado con una ecuación en estado transitorio que describe que la tasa de almacenamiento de calor es igual a la ganancia neta de calor menos la pérdida neta de calor⁴³.

Como la temperatura efectiva depende también en el vestido y la actividad, no es posible generar una tabla universal de temperaturas efectivas. El cálculo de la temperatura efectiva es complejo pues requiere la solución de múltiples ecuaciones correlacionadas para determinar la humedad de la piel.

⁴⁰ 1997 ASHRAE Fundamentals Handbook. Chapter 8: Thermal Comfort. Pag 8.17

⁴¹ Jones, Byron W. Capabilities and limitations of thermal models for use in thermal comfort standards. Energy and Buildings. Volume 34, Issue 6, July 2002, Pag 654.

⁴² 1997 ASHRAE Fundamentals Handbook. Chapter 8: Thermal Comfort. Pag 8.19

⁴³ A new approach for measuring predicted mean vote (PMV) and standard effective temperature (SET)

Descripción del Sistema de Interés

2.1.9.3. Modelos Adaptativos

Una de las conclusiones de Fanger fue que la ecuación de confort y el cálculo del PMV son válidos para todos los humanos y que no había preferencia por ubicación geográfica o clima. Esto ha sido ampliamente cuestionado pues estos estudios se hicieron en cámaras climáticas, mientras que en estudios de campo se ha encontrado que la preferencia térmica también depende de la ubicación geográfica. Además, se han demostrado algunas fallas en el modelo, como la estimación de los valores del aislamiento del vestido, el considerar el modelo en estado permanente e incluso fallas conceptuales del modelo.⁴⁴

El punto de partida de los modelos adaptativos es que la mayoría de los modelos han hecho tomando al individuo como un actor pasivo en lugar de un actor activo del medio ambiente, capaz de modificar su conducta para mejorar el confort térmico. Ejemplo de esto ha sido que la demostración experimental que la zona de confort de los ocupantes de edificios naturalmente ventilados tiene un rango mayor que los ocupantes de edificios con ventilación mecánica⁴⁵. Los modelos adaptativos más que contradictorios a los modelos de balance de energía del cuerpo con el ambiente, son complementarios y pueden explicar fenómenos que los modelos físicos no pueden explicar.⁴⁶

El principio de la adaptación es: “si existe un cambio en el ambiente que tienda a producir incomodidad, las personas responderán (consciente o inconscientemente) para reestablecer el confort”.⁴⁷ El enfoque del confort térmico basado en la adaptación empieza con la consideración de que existen una variedad de acciones que un hombre puede tomar para adaptarse al medio. Cuando el hipotálamo encuentra una situación no confortable, el hombre toma alguna de las siguientes acciones:⁴⁸

- **Modificar la generación de calor interno:** Inconscientemente mediante el incremento de tensión muscular o por medio de temblores. De forma consciente mediante algún tipo de ejercicio o bien mediante una siesta.
- **Modificar el ritmo de pérdida de calor:** Inconscientemente mediante la vasoconstricción o el sudor. Conscientemente modificando el vestido o tomando una bebida refrescante.
- **Modificar el ambiente térmico:** Iniciando una fogata o bien abriendo una ventana. En un largo plazo por medio del aislamiento térmico del lugar.
- **Seleccionar un ambiente diferente:** Moviéndose cerca del fuego o de una corriente de aire o simplemente moverse a un cuarto diferente.

Los modelos adaptativos desglosan la adaptación térmica en tres tipos de procesos: el conductual, el fisiológico y el psicológico.

1. Ajuste de conductas (por ejemplo cambiar el vestido o abrir ventanas)
2. Aclimatación fisiológica (disminución de los niveles de stress térmico a lo largo del tiempo o bien los cambios genéticos a lo largo de varias generaciones)
3. Cambio de expectativas (el hecho de esperar cierto tipo de ambiente hace que los rangos de confort sean mayores, siendo un factor psicológico).

⁴⁴ Brager, Gail / de Dear, Richard. Thermal Adaptation in the Built Environment: A literature review. Pags 84-86

⁴⁵ Brager, Gail / de Dear, Richard. A Standard for Natural Ventilation. ASHRAE Journal, October 2000, pp. 21-28.

⁴⁶ Brager, Gail / de Dear, Richard. Thermal Adaptation in the Built Environment: A literature review. Pag 92

⁴⁷ Confort Metrics. http://www.esru.strath.ac.uk/Courseware/Class-16387/5-Comfort_metrics.pdf

⁴⁸ Thermal Comfort. School of Architecture, University of North London, UK.
<http://www.learn.londonmet.ac.uk/student/resources/doc/comfort.html>

Descripción del Sistema de Interés

La mayoría de los modelos existentes buscan encontrar por medio de experimentación cuál será la temperatura de sensación térmica neutra en función de la temperatura exterior, usualmente se expresa como una regresión lineal:⁴⁹

$$T_C = aT_{OUT} + b \quad (2.43)$$

Donde:

T_C – Temperatura de confort

a, b – Constantes de regresión lineal de acuerdo a los valores experimentales

T_{OUT} – Temperatura exterior

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers – Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado) recopiló los resultados de numerosas investigaciones independientes que buscaban demostrar las diferencias en percepción en un ambiente real contra las sensaciones en cámaras climáticas. Uno de los resultados fue que los ocupantes de edificios naturalmente ventilados prefieren un rango mayor de temperaturas, que además van asociados con la temperatura exterior del edificio. El resultado fue un estándar complementario a la ya aceptada metodología PMV, aplicable a edificios naturalmente ventilados.⁵⁰

Los resultados de esta investigación son los siguientes modelos, uno para edificios con aire acondicionado y otro para edificios naturalmente ventilados⁵¹, las gráficas muestran el límite de aceptación a 80% y 90%. Cabe señalar que el hecho de relacionar la temperatura de confort con la temperatura exterior, trae implícitamente el efecto del vestido y la actividad metabólica, pues están asociadas a la estación, ubicación geográfica y hora el día.

Para edificios con aire acondicionado:

$$T_{C-AC} = 22.6 + 0.04ET^*_{OUT} \quad (2.44)$$

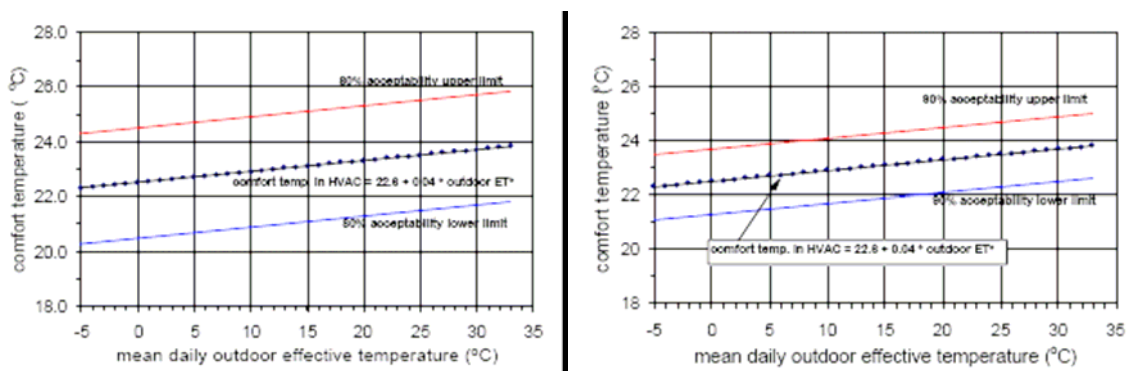


Fig 2.8 – Zona de confort para un edificio con AC para un 80% y un 90% de aceptación, basado en el PMV.

⁴⁹ McCartney, Kathryn / Nicol, Fergus. Developing an adaptive control algorithm for Europe. Energy and Buildings 34 (2002). Pag 623

⁵⁰ de Dear, Richard / Brager, Gail S. Thermal Comfort in naturally ventilated buildings: Revisions to ASHRAE Standard 55. Energy and Buildings 34 (2002) 549-561

⁵¹ de Dear, Richard / Brager, Gail / Cooper, Donna. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference. MacQuaire University Australia. Pags 155-170 .

Descripción del Sistema de Interés

Para edificios naturalmente ventilados:

$$T_{C-VN} = 18.9 + 0.255ET^*_{OUT} \quad (2.45)$$

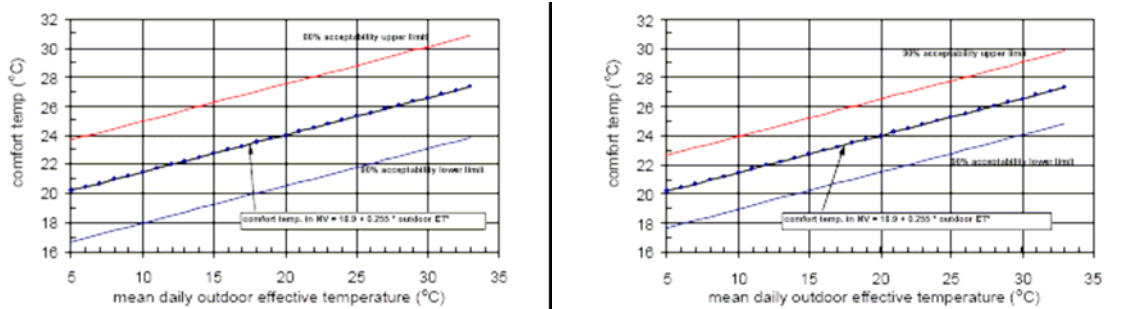


Fig. 2.9 Zona de confort para un edificio naturalmente ventilado para un 90% de aceptación (+/- 2.5°C) y 80% de aceptación (+/- 3.5°C).

donde:

T_{C-AC} – Temperatura de confort para un edificio con Aire Acondicionado (°C)

T_{C-VN} – Temperatura de confort para un edificio con Ventilación Natural (°C)

ET^*_{OUT} - Temperatura efectiva exterior (°C)

2.1.9.4. Zona de Confort

Tradicionalmente en la arquitectura se han utilizado diagramas para el diseño de edificios basados en la zona de confort. Las más utilizadas son la carta bioclimática de Olgay y el diagrama de Givoni.

Los hermanos Olgay desarrollaron un diagrama bioclimático que establece las zonas de confort térmico en función de la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco (temperatura ambiente) del ambiente externo, con ello se obtuvo una herramienta gráfica para determinar las condiciones de confort térmico según el clima del lugar. En dicho diagrama también incluyeron estrategias para llegar a las condiciones de confort, tales como velocidad del aire o bien radiación solar necesaria. La figura 2.8 muestra los diagramas bioclimáticos de Olgay.

La aportación del método de los hermanos Olgay fue el hecho de relacionar ambientes exteriores con los requerimientos de bienestar, en los que se determinan las correlaciones necesarias para lograr un ambiente interior adecuado.

El método diseñado por B. Givoni se basa en establecer la zona de confort referida a los valores de temperatura y humedad del aire, con la diferencia de estar trazado sobre un diagrama psicrométrico. La zona de confort está diseñada para personas aclimatadas, actividad sedentaria (1 MET) y vestidas con ropa ligera de verano (1 CLO). Este método propone una serie de precauciones y estrategias que deben considerarse si las condiciones del clima exterior lo establecen. Sirve también para relacionar el confort en el interior con las condiciones externas, que se colocan sobre el diagrama de Givoni.

A partir de este diagrama se proponen diagramas complementarios con soluciones de edificación que permiten determinar soluciones a nivel cualitativo y es útil en la concepción inicial de una arquitectura adaptada al clima. El diagrama de Givoni se reproduce en la figura 2.9.

Descripción del Sistema de Interés

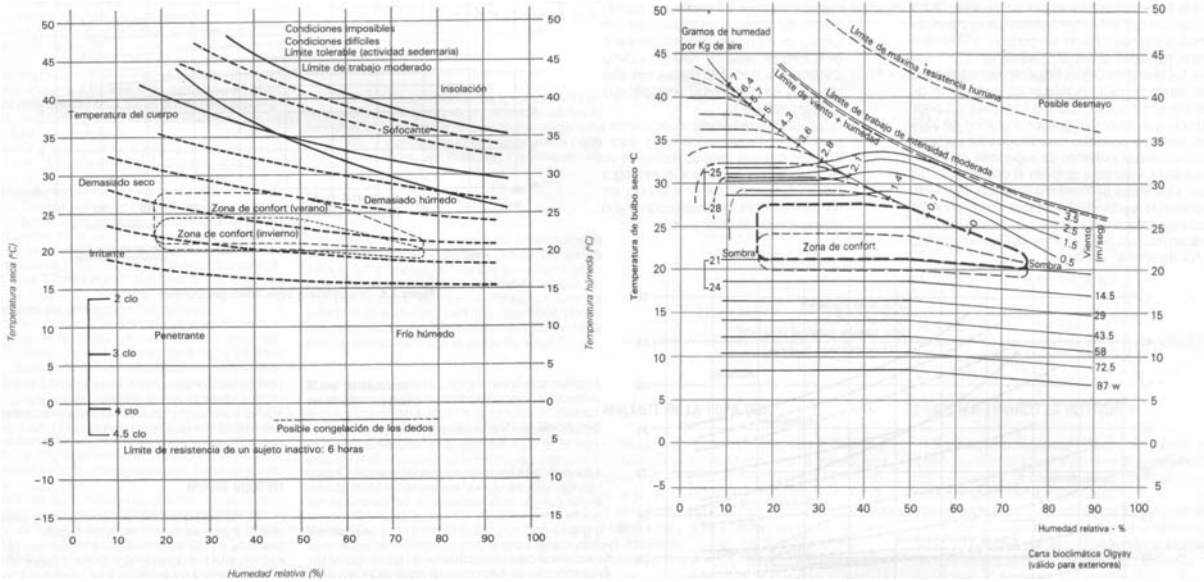


Figura 2.8 (Izquierda) - Calificación de los ambientes fuera de la zona y efecto de los ambientes no confortables para el cuerpo. Resistencia térmica proporcionada por la vestimenta (en CLO) y límites de las condiciones de calor en función de la actividad. (Derecha) – Carta bioclimática de Olgay.

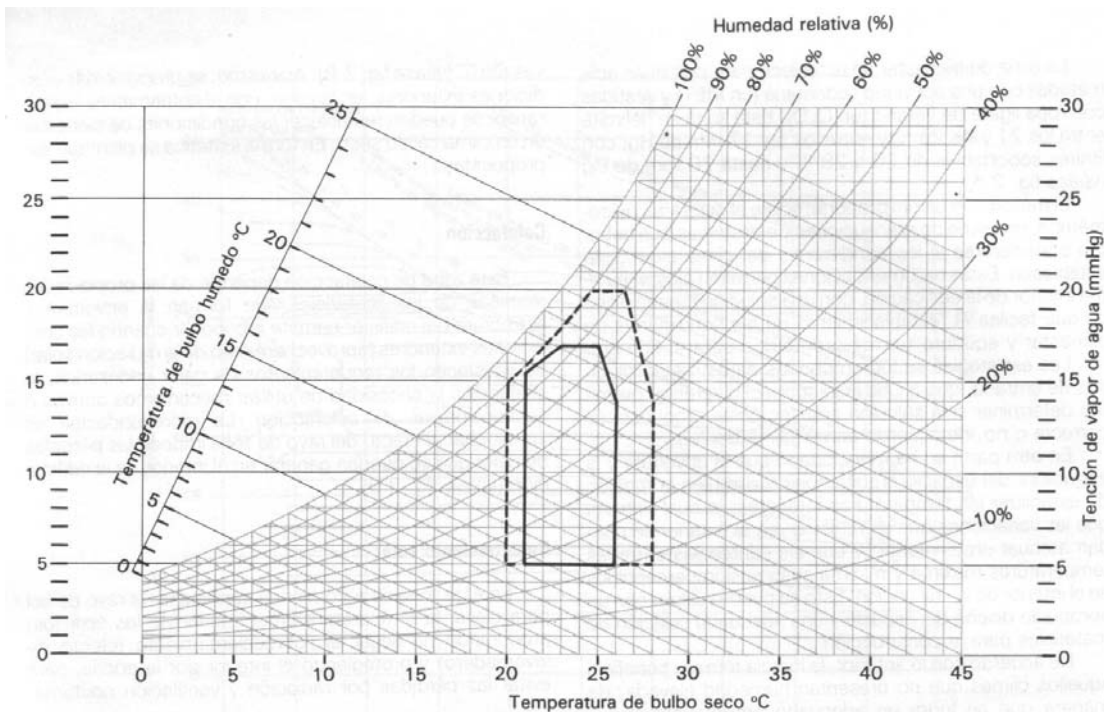


Figura 2.9. Diagrama de Givoni que muestra la zona de confort (línea sólida) para una actividad sedentaria y ropa ligera de verano.

Descripción del Sistema de Interés

2.2. VENTILACIÓN

2.2.1. Principios

La ventilación es un elemento de diseño muy importante para lograr el confort de los ocupantes de un edificio. Los objetivos de la ventilación son proveer al edificio de aire fresco durante todo el año, así como eliminar el exceso de calor del edificio durante el verano. Es importante mencionar que la calidad del aire interior debe considerarse también para la evaluación del confort en interiores. La relevancia del estudio de la ventilación asociada al confort se debió a la aparición del síndrome del edificio enfermo (En inglés Sick Building Síndrome – SBS) que son un conjunto de alteraciones a la salud cuya causa es el tiempo que pasan los ocupantes en un edificio por una ventilación inadecuada, o bien, los posibles contaminantes que se encuentran en el interior del edificio.

El intercambio de aire exterior con el aire interior tiene dos grandes clasificaciones: la ventilación y la infiltración. La ventilación es la introducción intencional de aire del exterior hacia el interior de un edificio; mientras que la infiltración son los flujos incontrolables hacia el interior de un edificio a través de grietas u otras aberturas no intencionales, o bien por medio del uso normal de puertas exteriores para la entrada o salida de los ocupantes (también es conocida como fugas hacia el interior del edificio).⁵²

Actualmente, gran parte de los edificios, sobre todo en el primer mundo, requieren del uso de ventilación forzada, y usualmente están presurizados para evitar las infiltraciones. Estos sistemas tienen el mayor potencial de control cuando el sistema es bien diseñado y operado. Existen dos tipos de ventilación en los edificios: la ventilación natural y la ventilación forzada o mecánica, que se describirán más adelante.

2.2.2. Ventilación Natural

Se conoce como ventilación natural al flujo intencional de aire a través de aberturas como puertas o ventanas, que es debida principalmente a diferencias de presión, ya sean ambientales o artificialmente logradas. Los edificios con ventilación natural ofrecen ventajas de ahorro de energía sobre los edificios con aire acondicionado o ventiladores mecánicos, por ello se ha buscado cada vez más aprovechar este medio para lograr el confort de los habitantes.

Los sistemas de ventilación natural dependen de dos fuentes principales: el viento y la diferencia de temperaturas entre el edificio y el ambiente. Un diseño adecuado del edificio permitirá que el aire fresco entre a la fachada y salga de la misma con facilidad. Aunque la ventilación natural es económica y energéticamente eficiente, el reto en el diseño es la gran variabilidad de las condiciones ambientales a lo largo del año, esto incluso ha llevado a los diseñadores a tener sistemas híbridos de ventilación (natural y mecánica) para lograr el confort a lo largo del año.

Las estrategias de ventilación natural se pueden clasificar en 4 tipos⁵³:

- Ventilación cruzada (Cross ventilation) – Cuando un espacio interno tiene aberturas en paredes opuestas, de esta forma el aire entra por una apertura y sale por la apertura opuesta debido a una diferencia de presiones generada por el viento.

⁵² 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.1

⁵³ Chen, Qingyan. Using computational tools to factor wind into architectural environment design. Energy and Buildings 36 (2004) pag 1204

Descripción del Sistema de Interés

- Ventilación de lado único (Single-sided ventilation) – Cuando un espacio interno tiene una única apertura.
- Ventilación por efecto chimenea (Stack ventilation) – Utiliza diferencias de densidad debido a la flotación, generando una salida que usualmente es el techo, trayendo aire fresco en los niveles inferiores.
- Sistemas híbridos – Utilizan ventilación mecánica para incrementar el flujo de aire en cualquiera de las configuraciones mencionadas anteriormente.

2.2.3. Ventilación Mecánica y Aire Acondicionado

Se le conoce como ventilación mecánica o forzada al movimiento intencional del aire hacia el interior o exterior de un edificio utilizando componentes como ventiladores o ductos. Los edificios actuales, normalmente requieren este tipo de sistemas, y para prevenir flujos no deseados al interior del recinto, suelen estar presurizados. Estos sistemas tienen la gran ventaja de permitir un mejor control del intercambio de aire con el exterior cuando son debidamente diseñados, instalados y operados.

La siguiente figura muestra un esquema generalizado de estos sistemas, el aire inyectado al edificio es usualmente una mezcla del aire del exterior (AEx) y aire recirculado (AR), el cual proviene gracias a un extractor de aire de salida. El aire de entrada al edificio es filtrado y posteriormente calentado o enfriado para lograr el confort al interior del edificio.

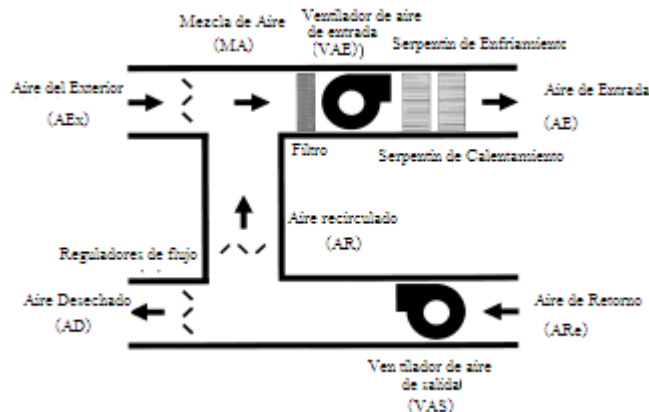


Figura 2.10. Unidad manejadora de aire para ventilación forzada.⁵⁴

⁵⁴ 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.2

Descripción del Sistema de Interés

2.2.4. Evaluación de la Ventilación

El parámetro más común para la evaluación de la ventilación es la tasa de intercambio de aire (I) que compara el flujo de aire con el volumen de la habitación⁵⁵:

$$I = \frac{Q}{V} \quad (2.46)$$

donde:

I – Tasa de intercambio de aire (s^{-1}). Si las unidades de tiempo son horas, suele llamarse cambios por hora.

Q – Gasto de entrada de aire (m^3/s)

V – Volumen del cuarto (m^3)

Este parámetro puede utilizarse tanto para edificios completos o bien para el volumen de una habitación en particular. La entrada de aire debe considerar tanto la ventilación natural, infiltraciones así como los sistemas de ventilación mecánica que se encuentren en el espacio de estudio. Este parámetro no considera la recirculación o bien la distribución del aire interior.

Otro parámetro comúnmente utilizado para la evaluación de la ventilación y la calidad del aire interior es la constante de tiempo (τ). Este parámetro describe el tiempo necesario para que ocurra un cambio de aire en el interior (idealmente). Es simplemente el inverso de la tasa de intercambio de aire:

$$\tau = \frac{1}{I} = \frac{V}{Q} \quad (2.47)$$

donde:

τ - Constante de tiempo (s) (o bien unidades de tiempo)

De igual forma que la tasa de intercambio de aire, este parámetro no considera la recirculación o la distribución del aire interior, esto es, considera que todo el aire que entra, sale.

2.2.5. Calidad del aire interior

Los requerimientos de calidad del aire exterior para la calidad del aire interior han sido tema de varias discusiones que han generado diferentes estándares de ventilación. Por lo general los requerimientos se han centrado en la cantidad de aire necesaria para controlar la humedad, el dióxido de carbono, olores y humo de tabaco generado por los ocupantes. Los contaminantes más comunes y sus fuentes se encuentran detallados en la siguiente tabla (tabla 2.7)⁵⁶.

La concentración de los contaminantes del aire interior depende de la fuerza de la fuente generadora del contaminante, así como la tasa de remoción de estos contaminantes. Las fuentes generadoras se encuentran detalladas en la tabla (2.7) y pueden ser generadas por los humanos, los materiales de construcción, los muebles interiores, etc. Los procesos de remoción de estos contaminantes incluyen la dilución con el aire exterior, la ventilación para extracción, el depósito en superficies y las reacciones

⁵⁵ 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.3

⁵⁶ 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.4

Descripción del Sistema de Interés

químicas. Además de esto, la percepción de la calidad del aire interior y el confort suele estar afectado por la velocidad del aire, temperatura y humedad.⁵⁷

Fuentes	Tipos de Contaminantes
EXTERIORES	
Aire del ambiente	SO ₂ , NO, NO ₂ , O ₃ , hidrocarburos, CO, partículas, bioaerosoles
Vehículos motorizados	CO, Pb, hidrocarburos, partículas
Suelo	Radón, contaminantes orgánicos
INTERIORES	
Materiales de construcción	
Concreto, piedra	Radón
Aislamiento	Formaldehído, fibra de vidrio
Retardadores de flama	Asbestos
Adhesivos	Contaminantes orgánicos
Pintura	Mercurio, contaminantes orgánicos
Contenido del edificio	
Instrumentos para calentamiento y cocina	CO, NO, NO ₂ , formaldehído, partículas, contaminantes orgánicos
Muebles	Contaminantes orgánicos
Servicio de agua potable y gas natural	Radón
Ocupantes humanos	
Actividad Metabólica	H ₂ O, CO ₂ , NH ₃ , olores
Actividades humanas	
Humo de cigarro	CO, NO ₂ , contaminantes orgánicos, partículas, olores
Aerosoles	Cloruro de vinilo, contaminantes orgánicos
Artículos de limpieza y cocina	Contaminantes orgánicos, NH ₃ , olores

Tabla 2.7 – Contaminantes del aire interior y sus fuentes.

Si la ventilación es el único factor significativo de remoción, el aire interior se encuentra perfectamente mezclado y la fuente de contaminante y la tasa de ventilación han estado estables por el tiempo suficiente, entonces la concentración del contaminante en el interior estará dada por⁵⁸:

$$C_i = C_o + \frac{S}{Q_{oa}} \quad (2.48)$$

donde:

C_i – Concentración del contaminante interior en estado estable (mg/m³)

C_o – Concentración inicial del contaminante interior (mg/m³)

S – Fuente de contaminante (mg/s)

Q_{oa} – Tasa de ventilación del edificio (m³/s)

Se considerará un lugar correctamente ventilado si las concentraciones de los más importantes contaminantes se encuentran debajo del límite marcado por el estándar y la tasa de ventilación satisface o excede los valores permitidos por la norma.

Otro punto importante es la efectividad de la ventilación, que va relacionada con la distribución del aire fresco en el interior. Un parámetro para medir esta efectividad de la ventilación es la edad media del

⁵⁷ Zhengen, Ren. Enhanced Modelling of Indoor Air Flows, Temperatures, Pollutant Emission and Dispersion by Nesting Sub-Zones within a Multizone Model. Pág. 6

⁵⁸ 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.4

Descripción del Sistema de Interés

aire. Que es el tiempo que una cantidad de aire externo ha estado en un edificio, zona o espacio. El aire más “joven” es donde se encuentra la entrada de aire externo o bien donde hay infiltraciones. El aire más “viejo” puede encontrarse en algún lugar del edificio o bien cerca de la salida del aire. Mientras más tiempo haya estado el aire dentro del edificio, mayor concentración de contaminantes tendrá.

Para medir la edad promedio del aire se suelen utilizar métodos de medición que implican el inyectar un medio contratante (contaminante) al a entrada de aire y medir la concentración y el tiempo en que tarda en salir este contaminante.

Finalmente existe otro parámetro llamado efectividad de cambios de aire, que es simplemente el cociente de la constante de tiempo de ventilación entre la edad media del aire⁵⁹ (θ_{age}):

$$\varepsilon_{ca} = \frac{\tau}{\theta_{age}} \quad (2.49)$$

donde:

ε_{ca} = Efectividad de cambios de aire (adimensional)

τ = Constante de tiempo (s, min, hr)

θ_{age} = Edad media del aire (s, min, hr)

Si la efectividad de cambios de aire es de 1 indica que el sistema de distribución de aire entrega aire perfectamente mezclado. Un valor menor a 1, indica un mezclado menor al perfecto, donde pueden existir puntos de estancamiento. Un valor mayor a 1 sugiere que existe ventilación por desplazamiento o fuentes no consideradas. Este parámetro podrá aplicarse como parámetro promedio del edificio, o bien puede referirse a una zona en específico.

En resumen, la calidad del aire interior es uno de los parámetros de desempeño más importantes de un sistema de ventilación. La distribución de la concentración de los contaminantes y la edad media del aire son usualmente buenos indicadores para la calidad del aire interior. Todos estos parámetros se determinan por medio de las condiciones de frontera del flujo como el tamaño y la geometría el espacio, la magnitud y la temperatura de los flujos, las fuentes de calor y las fuentes de contaminantes.

⁵⁹ 1997 ASHRAE Handbook. Chapter 25: Ventilation and Infiltration. Pag 25.7

⁶⁰ Zhang, Lin et. Al. CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. Building and Environment 40 (2005) Pag 1051

2.3. TORRE DE INGENIERÍA

2.3.1. Descripción

Una vez descrito cómo se evalúa el confort térmico, el siguiente punto es describir el edificio el cual será analizado. El objeto de estudio de esta tesis es la torre de ingeniería, en forma mas específica, se trata del ala sur del primer piso de la torre de ingeniería, donde se encuentra el departamento de Ingeniería de Procesos Industriales y Ambientales. La razón de elegir este edificio fue porque los ocupantes actuales del edificio se aquejan de un ambiente frío, y por el apoyo brindado por el Instituto de Ingeniería para desarrollar esta investigación.

La torre de ingeniería se encuentra en Ciudad Universitaria, al oriente de la alberca universitaria y en frente de la facultad de Ingeniería. El edificio tiene una longitud de 27 m en dirección este-oeste y 54 m en dirección norte-sur. En la siguiente figura (figura 2.11) se muestra un mapa con la ubicación de la torre de ingeniería dentro de las instalaciones de la Ciudad Universitaria.

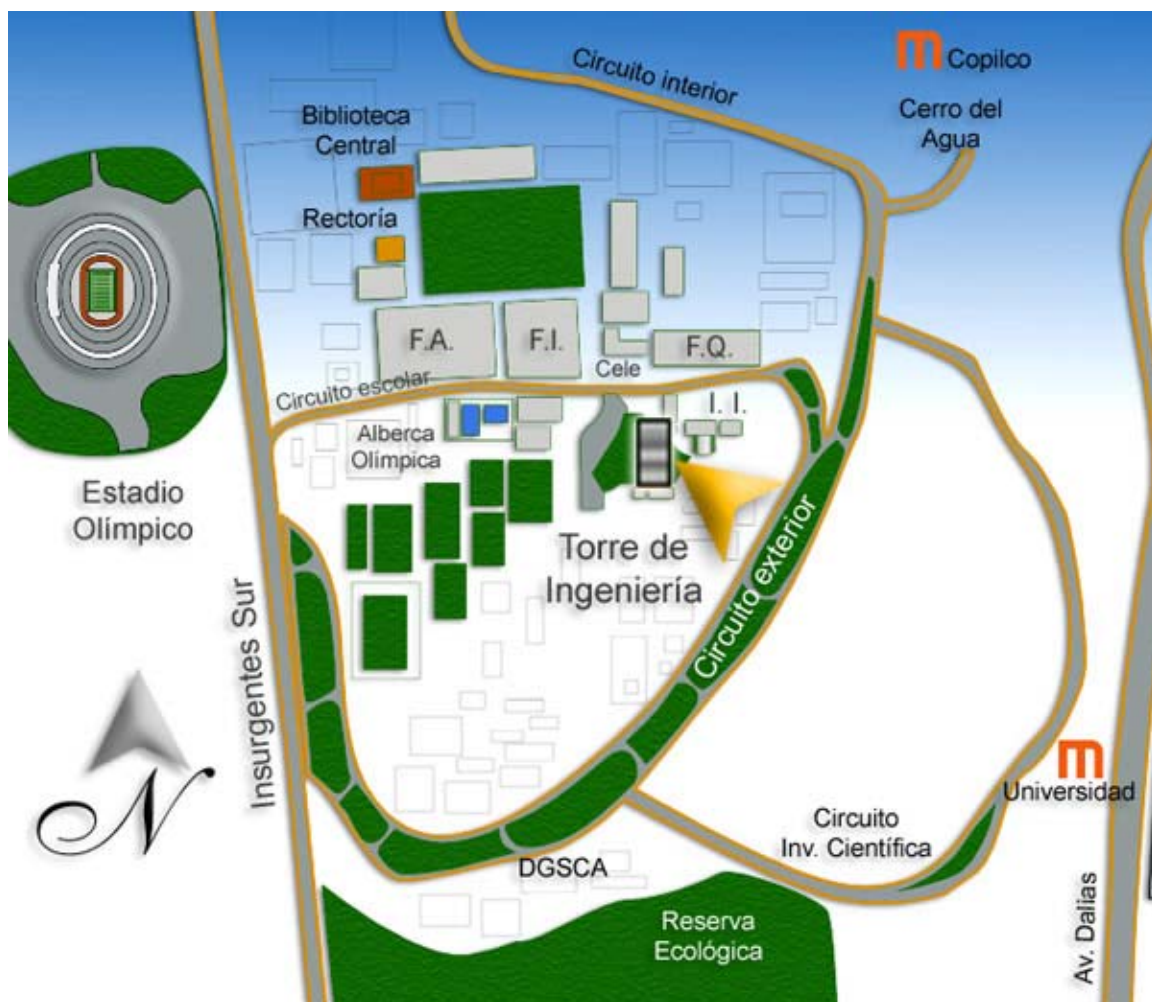
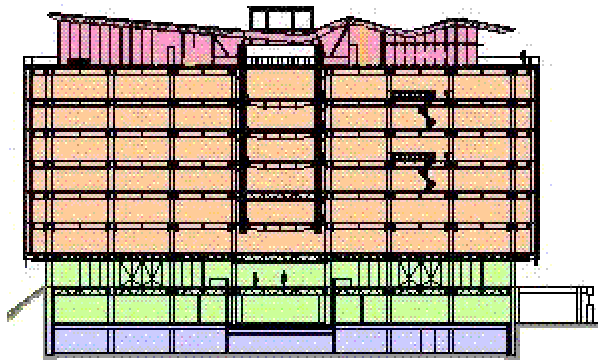


Figura 2.11 – Ubicación de la torre de ingeniería⁶¹. F.A. – Facultad de Arquitectura. F.I. - Facultad de Ingeniería. F.Q. - Facultad de Química. I.I. - Instituto de Ingeniería.

⁶¹ <http://www.torreingenieria.unam.mx/>

Descripción del Sistema de Interés

Las instalaciones de la torre de ingeniería fueron desarrolladas por los arquitectos Luis Sánchez Renero, Félix Sánchez Aguilar, Gustavo López Padilla, Fernando Mota Fernández, Álvaro Díaz Escobedo y Raúl González Martínez. Concibieron un edificio de diez niveles distribuidos de la siguiente forma:



- Nivel sótano
- Nivel auditorio
- Nivel acceso
- Niveles 1 al 6 de oficinas
- Nivel terraza

Fig. 2.12. Distribución de los niveles de la torre de ingeniería.

El primer nivel de oficinas (figura 2.12), donde se encuentra la Coordinación de Procesos Industriales y Ambientales, consta de una plaza de distribución central y dos zonas laterales con cubículos de trabajo y salas de reunión. Tiene además en la parte central un atrio de doble altura. El edificio tiene una superficie de 8,043.35 m² destinados para oficinas.⁶²

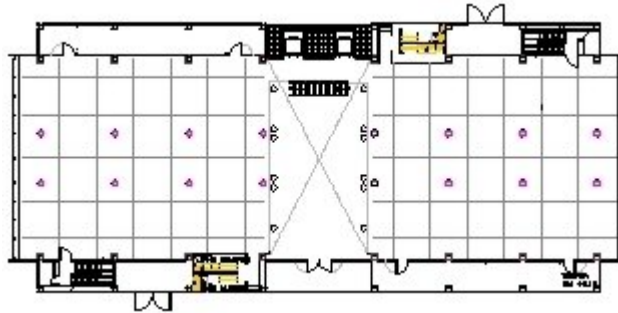


Figura 2.13. Plano del primer piso de oficinas de la torre de ingeniería.

2.3.2. Concepción Arquitectónica

En el proyecto de la torre de ingeniería, se buscó tener una arquitectura moderna, pero a la vez acorde con el resto de las instalaciones de Ciudad Universitaria, construida entre 1948 y 1952. Con ello se obtuvo un edificio de 10 pisos con más de 14,000 m². Como elementos innovadores en la arquitectura del edificio, se implementó una estructura metálica que se encuentra a la vista de los ocupantes, tanto en la fachada como en el interior.

⁶² <http://pumas.iingen.unam.mx/torre-ii/tipo.html>

Descripción del Sistema de Interés



Figura 2.14 Fachada de la torre de ingeniería.

En cuanto a solución de la comodidad térmica de los ocupantes, enunciaré las palabras de Gustavo López Padilla a este respecto⁶³:

“Otro elemento importante de diseño, además del programa arquitectónico correspondiente, fue tomar en cuenta la orientación del edificio para solucionar la climatización interior del mismo con base en criterios pasivos (¿ecológicos?), que implican no utilizar equipos electromecánicos, ni su consecuente gasto de energía. Se procuraron las mejores condiciones de bienestar en el interior del edificio, aprovechando la orientación y las variaciones de temperatura del aire, haciendo que éste viaje naturalmente por el interior del edificio, a través de los espacios y ayudado por ductos de conducción. Para implementar lo anterior, se cuenta con dobles fachadas en el norte y sur del edificio, con terrazas y zonas cerradas de servicio al poniente y oriente. Las terrazas mencionadas dispondrán adicionalmente de cortinas exteriores de material multiperforado, accionadas por sensores solares, que permitirán la visibilidad hacia los exteriores, pero evitarán en el interior ganancias importantes de calor. “

“Como parte de la climatización, se diseñaron para el corazón del edificio, entre las plantas libres de áreas de trabajo, atrios de doble y quádruple altura, por donde se desfogan los ductos de aire mencionados. Los atrios de referencia funcionan como lugares casuales de encuentro y convivencia para los investigadores, y fomentan al mismo tiempo el uso de las escaleras que convergen en esta zona, lo que descarga en la medida de lo posible el uso de los elevadores. Las soluciones de climatización del edificio y el uso de las escaleras interiores forman parte del criterio general de ahorrar energía en todos los rubros de las ingenierías.”

2.3.3. Problemática

Evidentemente el intento de diseño consideró la climatización interior pasiva como un elemento importante para el confort de sus ocupantes. Después de tres años de estar ocupada la torre de ingeniería (parcialmente), los ocupantes de la torre se han quejado de las bajas temperaturas que prevalecen en el edificio, especialmente en invierno; siendo esto incongruente con lo proyectado en un inicio (En secciones posteriores se muestran las mediciones que fundamentan esta aseveración).

⁶³ Gustavo López Padilla. Concepción arquitectónica original de la torre de ingeniería.
<http://www.torreingenieria.unam.mx/>

Descripción del Sistema de Interés

La torre de ingeniería se encuentra ubicada en una parte de la ciudad con poca contaminación atmosférica gracias a la gran cantidad de áreas verdes dentro de ciudad universitaria. Esto permitió realizar una fachada abierta sin la necesidad de filtrar el aire, con las adicionales ventajas económicas de operar un edificio de ventilación natural. Esta arquitectura abierta explica en gran medida la insatisfacción térmica de los ocupantes, que están sujetos en mayor medida a las condiciones del clima exterior, por ello en invierno la situación del disconfort térmico llega a ser crítica.

El objetivo de este estudio es aplicar la metodología de la simulación numérica de fluidos para entender cuáles son las causas de este malestar térmico y en la medida de lo posible, proponer y evaluar diferentes soluciones y encontrar cuáles son las áreas de oportunidad para disminuir o minimizar este problema.

2.3.4. Características del Clima en Ciudad Universitaria

Debido a que en los edificios con ventilación natural el clima exterior impacta directamente en el clima interior, el primer paso es obtener información confiable en cuanto a la dirección y velocidad del viento. Debido a que la ciudad de México está situada en un valle, hay diferentes microclimas dentro de la ciudad. El observatorio más cercano es el observatorio Meteorológico de la UNAM.

Las montañas del valle de la ciudad de México son más bajas e el norte y en el sudeste, provocando vientos predominantes del norte y del noreste. Esto puede verse en las siguientes figuras que muestran las rosas de los vientos para el año 2005, mostrando esta predilección del flujo en estas direcciones, tanto en invierno como en verano (en la figura se muestra el promedio anual).

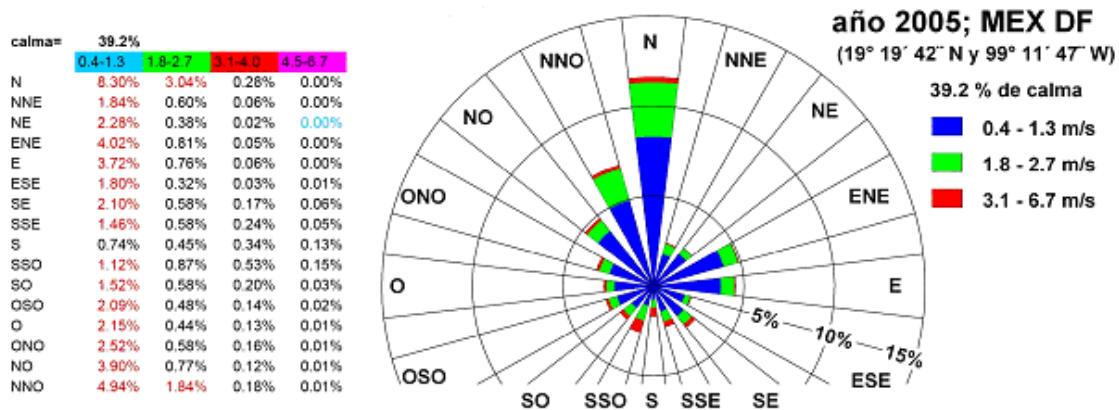


Figura 2.15. Rosa de los vientos, estación meteorológica de la UNAM. Promedio del año 2005. ⁶⁴

De igual forma, las temperaturas en la ciudad son confortables, con pequeñas diferencias estacionales, como puede verse en la siguiente tabla (2.8) obtenida de datos de la estación meteorológica de la UNAM.

⁶⁴ Götz, Rupert. Diseño, simulación y optimización del sistema de ventilación natural de la Torre de Ingeniería. Pág. 16.

Descripción del Sistema de Interés

Temperatura promedio (en °C)	24h	noche	día
Promedio año 2005	16.63	13.44	19.89
Promedio enero	12.91	9.79	16.08
Promedio febrero	15.07	12.01	18.18
Promedio junio	20.19	17.20	23.23
Promedio diciembre	13.06	9.57	16.60

Tabla 2.8. Temperatura promedio en Ciudad Universitaria.⁶⁵

Como conclusión, el clima en Ciudad Universitaria, y en general en el valle de México es adecuado para edificios naturalmente ventilados desde el punto de vista temperatura, humedad (promedio anual 2005, 53%) y viento.

⁶⁵ Götz, Rupert. Diseño, simulación y optimización del sistema de ventilación natural de la Torre de Ingeniería. Pág. 15.

3. INSTRUMENTO DE ANÁLISIS

3.1. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE FLUIDOS

3.1.1. Definición

Se le llama Simulación Numérica de Fluidos o CFD (por sus siglas en inglés Computational Fluid Dynamics), al “uso de computadoras para producir información acerca de la forma en que fluyen los fluidos en una situación dada”.⁶⁶ Esta definición podría parecer limitada, pues hoy en día los paquetes de CFD también manejan los procesos de transferencia de calor, transferencia de masa y reacciones químicas, todos éstos son conocidos como fenómenos de transporte.

Otra forma de definir CFD es “predecir de forma cuantitativa qué es lo que sucederá cuando los fluidos están en movimiento, tomando en cuenta las complicaciones de la transferencia de calor, transferencia de masa, cambio de fase, reacciones químicas o el movimiento, esfuerzos o deformaciones de sólidos”.⁶⁷ Para poder llevar a cabo esto, se deben apoyar en diversas disciplinas como la computación, las matemáticas, la física y la ingeniería.

3.1.2. Necesidad, Usos y Aplicaciones

Existen una gran cantidad de situaciones en las cuales los fenómenos de transporte nos afectan como puede ser la vida cotidiana, en los equipos de proceso o en el medio ambiente. Ejemplos de esto son la respiración, la digestión, el humo del cigarro, la ventilación de habitaciones, la producción de energía eléctrica, hornos, intercambiadores de calor, reactores, cohetes, aviones, huracanes, lluvias, etc.

Debido a esta gran cantidad de situaciones en las cuales los fluidos intervienen, entonces existe una necesidad de entender estos fenómenos y predecirlos de una forma satisfactoria. El poder manejar estos fenómenos requiere tanto del conocimiento de la naturaleza misma de los procesos, como de la metodología necesaria para predecirlos cuantitativamente, pues el problema principal de las situaciones que se describieron anteriormente es que son muy complejas para poder obtener un modelo matemático que los describa perfectamente.

La simulación numérica de fluidos apareció a raíz de estas necesidades, y el poder aplicar estos modelos numéricos ha contribuido enormemente, sobre todo en el campo de la ingeniería, y se ha utilizado en numerosas aplicaciones como: sustentación de aeronaves, flujos alrededor de misiles, flujos internos en los reactores y en las cámaras de combustión, enfriamiento de equipo electrónico o la dispersión de contaminantes en grandes cuerpos de agua. Anteriormente sólo se contaba con la investigación experimental para comprender los fenómenos, pero hoy se utilizan y se complementan las técnicas computacionales con las experimentales para predecir el comportamiento de los fluidos.

Antes de la aparición de la simulación numérica de fluidos, la única forma de predecir el comportamiento de los fluidos era mediante la investigación experimental: “La forma más confiable de obtener información acerca de un proceso físico siempre se obtendrá a partir de mediciones”.⁶⁸ Desafortunadamente no siempre es posible realizar experimentos a escala real, así que se hacen modelos a menor escala y los resultados se extrapolan, aunque no existan reglas generales para hacer

⁶⁶ C.T. Shaw, Using Computational Fluid Dynamics. Pág. xvii

⁶⁷ www.cham.co.uk

⁶⁸ Patankar, Suhas. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Pag 3

Instrumento de Análisis

esta extrapolación. Otra limitante de los experimentos es que en ocasiones se omiten variables, limitando la validez del experimento. Algunas de las ventajas de la simulación numérica de fluidos sobre la investigación experimental son⁶⁹:

- **Bajo costo.** Aunque el costo equipo electrónico no sea despreciable, generalmente es menor comparado con el costo de un experimento
- **Velocidad.** Una investigación computacional puede considerar cientos de configuraciones en menos de un día, y llegar a la configuración ideal.
- **Información completa.** La simulación provee de todas las variables relevantes a lo largo de todo el campo de estudio, en una investigación experimental sólo se obtendrán las variables en los lugares donde se coloque un instrumento de medición.
- **Capacidad de simular condiciones reales.** No es necesario realizar experimentos a menor escala para obtener información del proceso real. En una simulación el tamaño no es una limitante. Además es posible simular desastres sin tener que realizar pruebas destructivas.
- **Capacidad de simular condiciones teóricas.** Se puede utilizar la simulación para estudiar fenómenos básicos que no son posibles de realizar en la vida real, como por ejemplo bidimensionalidad, densidad constante, superficies adiabáticas, etc.

3.1.3. Evolución

La simulación numérica de fluidos ha pasado de ser una mera curiosidad matemática hasta llegar a ser una herramienta básica en casi todas las ramas de la mecánica de fluidos. Aunque podría parecer una tecnología relativamente nueva, muchos de sus principios se esbozaron desde el siglo pasado con la solución numérica de ecuaciones diferenciales parciales⁷⁰.

La tecnología computacional también estuvo ligada a la mecánica de fluidos computacional, desde la invención de la computadora digital por Atanasoff a finales de la década de 1930, fue utilizada para resolver problemas de dinámica de fluidos.⁷¹

El tercer ingrediente para el desarrollo definitivo de la simulación numérica de fluidos fue el crecimiento de la actividad en las ciencias de la computación en la década de los 60's y con ello se logró el nacimiento formal de esta técnica:

- En los 60's se tuvieron los primeros desarrollos,
- En los 70's se tuvieron los primeros éxitos,
- En los 80's aparecieron las primeras industrias dedicadas a la mecánica de fluidos computacional
- En los 90's se dio el crecimiento de esta industria
- Actualmente los desarrollos van enfocados a la compatibilidad con programas de dibujo asistido por computadora (CAD) y a la capacidad de procesamiento remota.

Además de esto, el crecimiento de la industria de la mecánica de fluidos computacional ha propiciado que el perfil de sus usuarios haya cambiado notablemente. Al inicio, sus usuarios eran personas con un alto nivel de conocimiento (doctorado o maestría); hoy en día, gente con un grado de licenciatura o técnico se involucra cada vez más en esta tecnología gracias a los avances de las interfaces con los usuarios y a la reducción de costos de los equipos. Entre algunas de las industrias que han adoptado

⁶⁹ Patankar, Suhas. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Pag 5

⁷⁰ Anderson, Dale A / Tannehill John C. / Pletcher Richard H. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Pag 3.

⁷¹ Anderson, Dale A / Tannehill John C. / Pletcher Richard H. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Pag 3.

Instrumento de Análisis

esta técnica de estudio con resultados satisfactorios están la industria de la ingeniería (aeroespacial, automotriz, química y de procesos, electrónica, metalúrgica, nuclear, petrolera, etc.), la industria de la construcción y la industria ambiental. Actualmente existen numerosos programas para la simulación numérica de fluidos, entre ellos Phoenics, CFDdesign, CFX, FLOTRAN, FLOW-3D, FLUENT y Star-CD.

En el caso de la simulación de flujos de aire en interiores, algunos de los principales colaboradores han sido Patankar, Launder, Spalding y Gossman (entre otros) que desarrollaron el método para resolver las ecuaciones de flujo y transferencia de calor, mientras que Nielsen y Gossman desarrollaron los algoritmos para flujos de aire y transferencia de calor en interiores. Fue alrededor de 1980 cuando fue posible utilizar la mecánica de fluidos computacional para problemas prácticos de flujo de aire en interiores debido principalmente a las limitantes de procesamiento de las computadoras, y hoy en día la mayor parte de los estudios de confort térmico están ligados a la simulación de fluidos.

3.1.4. Principio de Funcionamiento

3.1.4.1. Principio Físico y Ecuaciones

La esencia de la simulación es el poder modelar numéricamente los fenómenos físicos que ocurren en los fluidos mediante la solución de una serie de ecuaciones diferenciales parciales no lineales. Estas ecuaciones diferenciales expresan las principales leyes de la física que son la conservación de masa, cantidad de movimiento y conservación de energía⁷². El encontrar una solución algebraica a estas ecuaciones sólo ha sido posible en condiciones muy simples, pero la naturaleza de los problemas en la vida real hace necesaria la existencia de la simulación para resolver numéricamente estas ecuaciones.

Al hablar de Simulación Numérica de Fluidos (SNF o CFD en inglés) debe entenderse que tiene como principio las ecuaciones de conservación y además son de aplicación general, pues existen además otros códigos de simulación llamados modelos multizona, que se utilizan únicamente para la simulación de flujos de aire. La diferencia entre CFD aplicado específicamente a flujos de aire (el objetivo de este trabajo) con los modelos multizona, es que CFD es un modelo microscópico, pues calcula los valores de los parámetros relevantes en puntos muy cercanos en todo el campo de flujo con una alta resolución; mientras que los modelos multizona son macroscópicos, pues asumen que las zonas de la construcción contienen aire perfectamente mezclado y calcula únicamente los flujos entre estas zonas.⁷³

La deducción de las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el comportamiento de los fluidos se puede consultar en la mayoría de los textos de transferencia de calor, mecánica de fluidos o textos de mecánica de fluidos computacional, todas expresan un principio de conservación. Estas leyes tienen una estructura similar, por lo tanto existe una ecuación diferencial general, llamada ecuación generalizada de conservación o bien ecuación de transporte para la variable ϕ , que se reproduce a continuación:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\bar{u}\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (3.1)$$

⁷² Zhengen, Ren. Enhanced Modelling of Indoor Air Flows, Temperatures, Pollutant Emission and Dispersion by Nesting Sub-Zones within a Multizone Model. Pág 16

⁷³ Zhengen, Ren. Enhanced Modelling of Indoor Air Flows... Pág 11

Instrumento de Análisis

Donde:

ϕ - Variable independiente

ρ - Densidad del fluido

\bar{u} – Vector de velocidades: \bar{u} (u,v,w) o bien \bar{u} (u₁, u₂, u₃).

Γ - Coeficiente de difusión

S – Fuentes o sumideros de la variable ϕ por unidad de volumen

En esta ecuación, cada término tiene un significado físico. Los términos identificados en esta ecuación son el término transitorio, el término convectivo, el término difusivo y las fuentes⁷⁴.

Otra forma de escribir la ecuación de transporte de la variable general ϕ es a través de la notación tensorial que será la siguiente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (3.2)$$

donde los subíndices i, j, k (en esta ecuación, sólo j) pueden tomar los valores 1, 2 ó 3 para describir las tres coordenadas espaciales. Además cuando un subíndice se repite, implica la suma de los tres términos, como por ejemplo:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_3} \right) \quad (3.3)$$

El término ϕ puede significar diferentes cantidades como entalpía o temperatura, componente de velocidad, una fracción de masa para especies químicas o bien la energía cinética turbulenta (k) o una escala de longitud turbulenta. Para cada una de estas variables, el significado del coeficiente de difusión Γ y el término de fuentes S serán diferentes para cada variable⁷⁵, estos significados pueden verse en la siguiente tabla.

Ecuación	ϕ	S	Γ
Continuidad	1	0	0
Navier-Stokes (Conservación de Cantidad de Movimiento)	u_j	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \left(\rho_{ref} - \frac{p}{RT} \right) g_i$ (incluye término para flotación de gas ideal)	μ
Energía	h	\dot{q}	μ/σ_h
Energía cinética turbulenta	k	$G - \rho \epsilon$	μ/σ_k
Tasa de disipación de remolinos (longitud característica turbulenta)	ϵ	$C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \frac{\epsilon^2}{k}$	μ/σ_ϵ

Tabla 3.1 Significado de la variable ϕ y significado de los términos S y Γ dependiendo de la ecuación de conservación.⁷⁶

⁷⁴ Patankar, Suhas. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Pag 16

⁷⁵ Patankar, Suhas. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Pag 16.

⁷⁶ Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C. Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens. Pag 480. (4)

Instrumento de Análisis

Donde:

u_j – Vector de velocidades u_j (u_1, u_2, u_3) (m/s)

p – Presión del fluido (Pa)

ρ_{ref} – Densidad de referencia (kg/m^3)

μ – Viscosidad del fluido (kg/m-s)

R – Constante del gas (J/mol-K)

T – Temperatura del fluido (K)

g_i – Aceleración debida la gravedad, g_i (g_1, g_2, g_3) (m/s^2)

h – Entalpía del fluido (J/kg)

q – Tasa de intercambio de calor (J/s)

$\sigma_h, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – Número de Prandtl para la variable h, k, ε (adimensional)

k – Energía cinética turbulenta (J/kg)

ε – Tasa de disipación de remolinos (J/kg-s)

G – Tasa de producción de turbulencia. $G = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

C_1, C_2 – Constantes del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$

El manipular las ecuaciones de transporte de acuerdo a la ecuación general de transporte tiene como ventaja que el término difusivo y convectivo se pueden tratar de una forma estándar y con ello se puede generar un método numérico general.

3.1.4.2. Discretización de las Ecuaciones Diferenciales

Para poder estimar el comportamiento de los fluidos (aunque la ecuación de energía es aplicable a toda la materia), es necesario resolver un sistema de ecuaciones diferenciales parciales que puede incluir una o varias de las ecuaciones descritas anteriormente. Para ello es necesario transformar estas ecuaciones diferenciales parciales a un sistema de ecuaciones numéricas, a esta transformación se le llama discretización. Cada término de la ecuación diferencial debe transformarse a un término análogo numérico para programar un método numérico en una computadora y así obtener la solución del sistema de ecuaciones.

Existen diferentes métodos para discretizar las ecuaciones, los tres métodos más utilizados son el método de las diferencias finitas, el método del elemento finito y el método del volumen finito⁷⁷. El primer método (diferencias finitas) se construye a partir del uso de la serie de Taylor para obtener las derivadas. El segundo método divide el dominio en partes llamadas “elementos” en los cuales se supone una forma de variación de la incógnita (lineal, cuadrática, etc.) de cada elemento y de esta forma se estima cómo es la variación de la incógnita a lo largo de todo el dominio, este método es utilizado en programas de para el análisis de esfuerzos y deformaciones.

El método del volumen finito es el método mas utilizado para la simulación numérica de fluidos, tiene características híbridas de los dos métodos anteriores. Este método fue desarrollado específicamente para la resolución de las ecuaciones de flujo y transferencia de calor. La idea principal de este método es realizar la conversión de las ecuaciones diferenciales a ecuaciones numéricas con una base física.

⁷⁷ Shaw, C. T. Using Computational Fluid Dynamics. Pag 27

Instrumento de Análisis

Cabe señalar que éste es el método que utiliza el programa PHOENICS, el cual se describirá más adelante.

El primer paso para poder discretizar las ecuaciones de transporte es dividir el dominio en un número finito de volúmenes de control. Las fronteras se localizan justo a la mitad de los puntos de la malla computacional, entonces cada nodo estará rodeado de un volumen de control o celda.⁷⁸ En las figuras 3.1 y 3.2 se muestran la discretización de un dominio unidimensional y un esquema de la discretización de un dominio tridimensional, las líneas punteadas muestran las fronteras del volumen de control y las letras e y w denotan los nombres de las fronteras (e-este, w-oeste).

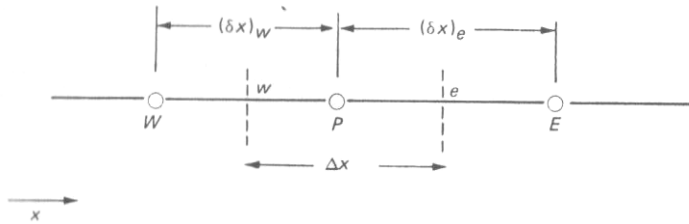


Fig. 3.1: Representación de una parte del dominio para un problema unidimensional.

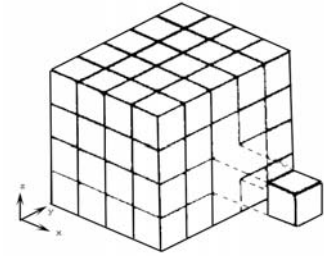


Fig. 3.2: Representación esquemática para un dominio tridimensional.

El segundo paso es integrar la ecuación de transporte sobre un volumen de control en cada punto P de la malla computacional. La integración de la ecuación de transporte (3.1) en el volumen de control es la siguiente⁷⁹:

$$\int_{CV} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dV + \int_{CV} \text{div}(\rho \bar{u} \phi) dV = \int_{CV} \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) dV + \int_{CV} S dV \quad (3.4)$$

Esta expresión puede modificarse en los términos difusivo y convectivo para integrarlos a lo largo de toda la superficie del volumen utilizando el teorema de Gauss, que dice que la integral de la divergencia de un vector \bar{a} sobre un volumen es igual a la componente del vector \bar{a} en la dirección normal a la superficie que rodea el volumen integrado a lo largo de toda la superficie A:

$$\int_{CV} \text{div} \bar{a} dV = \int_A \bar{n} \cdot \bar{a} dA \quad (3.5)$$

Sustituyendo el teorema de la divergencia de Gauss (3.5) en la ecuación 3.4, obtenemos la integral de la ecuación de transporte cuyo primer término indica la variación total de la propiedad ϕ en el volumen de control, el segundo término es la tasa de pérdida de ϕ por convección a través de las fronteras, el tercer término muestra el aumento de la propiedad ϕ por difusión a través de las fronteras y el último término muestra la creación total de ϕ ⁸⁰:

⁷⁸ Versteeg, H.K. / Malalasekera, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics. Pag 86

⁷⁹ Versteeg, H.K. / Malalasekera, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics. Pag 25

⁸⁰ Versteeg, H.K. / Malalasekera, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics. Pag 26

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right) + \int_A \bar{n} \cdot (\rho \bar{u} \phi) dA = \int_A \bar{n} \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{CV} S dV \quad (3.6)$$

El tercer paso es suponer un perfil de la distribución de la variable ϕ o bien una fórmula de interpolación, esto con el objetivo de poder integrar la ecuación 3.6. Usualmente se elige una variación lineal entre el punto P y sus puntos vecinos, esto por su facilidad de tratamiento matemático, especialmente al evaluar las derivadas de las variables. Se puede elegir cualquier tipo de perfil para esto, aunque hay perfiles más convenientes que otros. No es necesario elegir el mismo perfil para todas las variables, así como tampoco es necesario utilizar el mismo tipo de perfil para todos los puntos⁸¹.

Después de suponer un perfil se puede integrar la ecuación 3.6, el resultado de esta integración se conoce como la ecuación de discretización. El resultado de la integral se expresa en la ecuación 3.7. La demostración para esta ecuación para un caso unidimensional de la ecuación de transporte (sin considerar el término transitorio y el convectivo) puede verse en el Apéndice. La forma estandarizada de la integral de la ecuación de transporte es la siguiente:

$$a_P \phi_P = a_H \phi_H + a_L \phi_L + a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.7)$$

Donde:

$a_P, a_H, a_L, a_E, a_W, a_N, a_S$ – Son los coeficientes de contribución para cada cara, P es el punto central del volumen de control.

$\phi_P, \phi_H, \phi_L, \phi_E, \phi_W, \phi_N, \phi_S$ – Son las magnitudes de la variable ϕ en el punto P y sus puntos vecinos.

b – Es la contribución de las fuentes (o sumideros)

Los subíndices indican los puntos vecinos al punto P (centro del volumen de control) (Ver figura 3.3):

En el eje X: E – Este y W – Oeste (West)

En el eje Y: N – Norte y S – Sur

En el eje Z: H – Alto (High) y L – Bajo (Low)

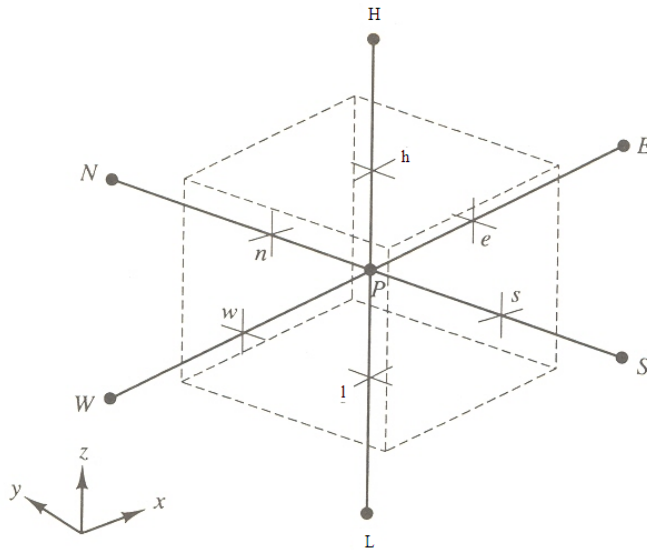


Figura 3.3. Caras de una celda de control.

⁸¹ Patankar, Suhas. Numerical heat Transfer ad fluid flow. Pag 34.

Instrumento de Análisis

Existen cuatro principios para el desarrollo exitoso de la discretización de las ecuaciones:⁸²

- *Consistencia en las caras del volumen de control.* Esto quiere decir para dos caras adyacentes entre dos volúmenes de control, los flujos a través de ellos deben representarse por la misma expresión en los dos volúmenes de control.
- *Coefficientes positivos.* Todos los coeficientes “a” deben ser positivos, pues físicamente la magnitud de la variable ϕ en el punto P depende de todos sus puntos vecinos, así pues al aumentar uno de ellos debe también aumentar la magnitud de la variable ϕ .
- *Linealización de las fuentes.* Cuando las fuentes dependen de la variable ϕ , es necesario tratar este término como una función lineal. El valor promedio de la fuente \bar{S} se expresará de la siguiente forma:

$$\bar{S} = S_C + S_P \phi_P \quad (3.8)$$

Donde S_C es la parte constante de \bar{S} y S_P es el coeficiente de la variable ϕ en el punto P (ϕ_P). Además el término S_P debe ser negativo para una formulación exitosa de las ecuaciones de discretización, de esta forma al aumentar ϕ_P la fuente también incrementará (se recomienda ver desarrollo de las ecuaciones para los coeficientes en el apéndice para observar esta relación). Además de esta forma se evitarán inestabilidades y soluciones físicamente imposibles.

- *Suma de los coeficientes de los puntos vecinos.* La suma de los coeficientes de los puntos vecinos debe ser igual al coeficiente del punto P (a_P). Esta relación se comprueba también en el apéndice.

$$a_P = a_H + a_L + a_E + a_W + a_N + a_S \quad (3.9)$$

El siguiente paso para la solución del problema es sustituir la ecuación 3.7 para cada variable ϕ (que pueden ser u, v w, P, etc.) en cada uno de los puntos que formen la malla computacional, generando un sistema de ecuaciones cerrado. En esta sustitución hay que tener especial cuidado al sustituir las condiciones de frontera del problema. Se entenderán por condiciones de frontera los siguientes ejemplos: una variable constante, un flujo o una fuente constante, condiciones de flujo en las paredes, entradas y salidas del flujo y fuentes en general. El tratamiento que recomienda Patankar (utilizado en PHOENICS) es el ocupar el término “b” de las fuentes de la ecuación 3.7. para sustituir las condiciones de frontera.

3.1.4.3. Solución de las ecuaciones algebraicas

Una vez que se tiene el sistema de ecuaciones algebraicas, éste debe resolverse por algún método numérico. El resolver este sistema de ecuaciones significa obtener un grupo de valores para las variables en puntos específicos del dominio⁸³. Existen dos grandes familias de técnicas de solución de ecuaciones algebraicas lineales: los métodos directos y los métodos indirectos o iterativos.⁸⁴

Ejemplos de los métodos directos son la regla de Cramer para inversión de matrices, la eliminación Gaussiana o la descomposición LU para invertir matrices. Las ventajas de los métodos directos es que encuentran la solución exacta, pero requieren de una gran cantidad de memoria para poder llevar a cabo los algoritmos (no recomendables para casos bi o tridimensionales) y no son aplicables a ecuaciones no lineales.

⁸² Patankar, Suhas. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Pag 36.

⁸³ Shaw, C.T. Using Computacional Fluid Dynamics. Pág. 49.

⁸⁴ Malalasekera, Pág. 156

Instrumento de Análisis

Los métodos iterativos son los más utilizados en la simulación numérica de fluidos; se basan en la repetición de un algoritmo relativamente simple que eventualmente lleva a la convergencia (entendiendo convergencia como dirigirse a un valor fijo) después de varias iteraciones (el número de iteraciones puede ser llegar a ser considerable). Ejemplos de estos métodos son el método de Jacobi y de Gauss-Seidel. La ventaja de los métodos iterativos es que requieren menor cantidad de memoria para llevarse a cabo y pueden aplicarse a ecuaciones no lineales, aunque su resultado no sea la solución exacta.

El principio para encontrar una solución de tipo iterativo es primero asumir un campo de las variables independientes (tantas ϕ 's como ecuaciones se tengan) y las ecuaciones algebraicas (que se obtuvieron en la discretización) se utilizan para obtener un campo mejorado hasta que el error se reduzca tanto como el usuario lo halla definido, llegando así a la solución final.

Para que un método numérico iterativo converja a un resultado fijo una condición suficiente es el criterio de Scarborough⁸⁵ que dice que la suma de los coeficientes de la integral de todos los puntos vecinos de la malla (a_{nb}) dividido entre el coeficiente de la integral del punto P (a_p) deben cumplir la siguiente criterio para obtener convergencia del método numérico:

$$\frac{\sum |a_{nb}|}{|a_p|} \begin{cases} < 1 & \text{para todas las ecuaciones} \\ < 1 & \text{para al menos una ecuación} \end{cases} \quad (3.10)$$

Cabe mencionar que cuando se resuelven las ecuaciones de discretización se obtienen valores puntuales de la malla computacional. Al resolver por medio de un volumen de control deben suponerse los perfiles, por lo tanto estos perfiles intermedios entre los puntos de la malla, también forman parte de la solución, aunque no deberían considerarse como parte de la solución y deberían olvidarse estos perfiles y tomar únicamente los puntos de la malla como la solución.⁸⁶

3.1.4.4. Dificultades en la discretización y solución de las ecuaciones de transporte

Algunas de las razones por las cuales las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos son difíciles de discretizar y resolver son las siguientes⁸⁷:

- **No linealidad y dependencia con el tiempo.** La no linealidad viene del término convectivo para las componentes de la velocidad, y la dependencia con el tiempo debe resolverse conociendo las condiciones iniciales del problema y de esta forma se encuentra la solución al siguiente paso de tiempo. A cada paso de tiempo las ecuaciones son no lineales y deben linealizarse. La solución iterativa considera los pasos detallados en la figura 3.4:

En el caso de problemas en estado permanente no sería necesaria la iteración exterior, pero este mismo algoritmo llega a utilizarse para lograr la estabilidad del método numérico (método de relajación).

⁸⁵ Patankar pag 64

⁸⁶ Pantankar, pag 31

⁸⁷ Shaw, C.T. Using Computacional Fluid Dynamics. Pág. 54.

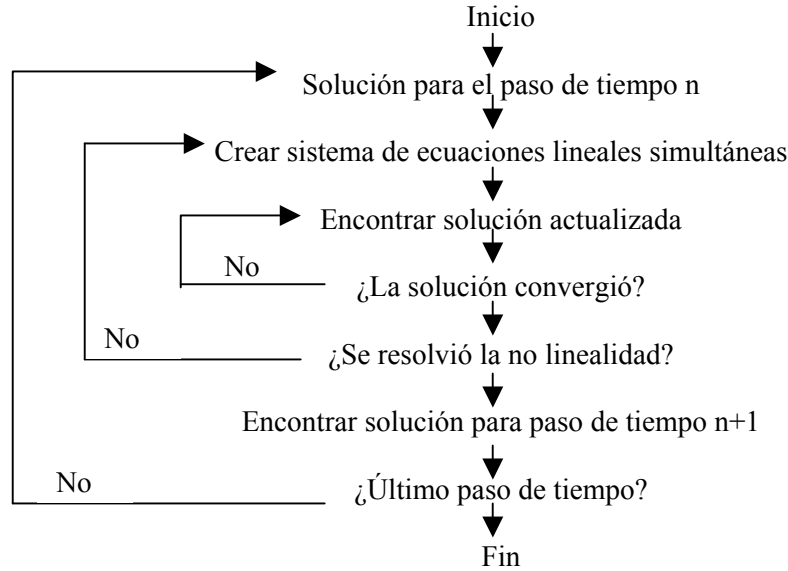


Figura 3.4. Solución iterativa de ecuaciones lineales.

- **Obtención de la solución de presiones.** La ecuación de continuidad contiene las componentes de velocidad y las ecuaciones de Navier-Stokes contienen además la presión, como la mayoría de los términos de las ecuaciones de Navier-Stokes son función de las componentes de velocidad, es natural utilizar estas ecuaciones para producir la solución de las velocidades, dejando sin resolver la presión, que no aparece en la ecuación de continuidad.

Para resolver este problema se han desarrollado los métodos llamados SIMPLE (Semi-Implicit Pressure Linked Equations – Ecuaciones semi implícitas ligadas por la Presión) los cuales transforman las ecuaciones de Navier Stokes y de continuidad. Primero se supone un campo de presiones, resuelven las componentes de la velocidad de las ecs. de Navier Stokes transformadas y éstas después deben satisfacer la ecuación de continuidad que calcula un mejor campo de presiones a través de la ecuación de continuidad modificada, hasta que se cumpla con la ecuación de continuidad.

Un problema común con este método es que la solución de la presión oscila, para lo cual los programas utilizan una malla escalonada en la cual la discretización de las ecuaciones se hace considerando las componentes de velocidad se consideran en las caras de los volúmenes, y la presión se considera en el centroide del volumen (y no todas las variables se guardan en el centroide del volumen, como se consideró en el tema de discretización de las ecuaciones).

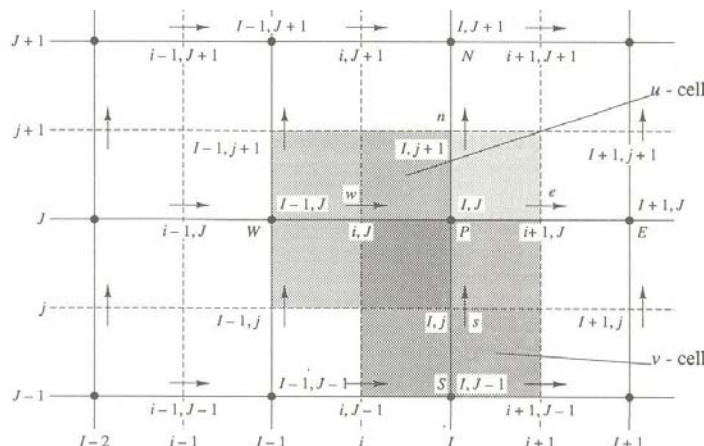


Fig. 3.5. Malla escalonada en la cual las velocidades se guardan en las caras y la presión en el centroide del volumen de control

- **El operador convectivo.** En el apéndice se encuentra una breve descripción de los esquemas de discretización para el operador convectivo. Estos esquemas se formularon pues al utilizar diferencias centrales, en algunas condiciones no se converge a un resultado. Es conveniente evaluar el número de Peclet, que se puede interpretar como un número de Reynolds local para una celda y es una relación entre los efectos convectivos entre los efectos difusivos:

$$Pe = \frac{\bar{u} \delta x}{\nu} \quad (3.11)$$

En el caso que el número de Peclet sea mayor que 2, el esquema de diferenciación central da como resultados valores poco creíbles. Para evitar esto se pueden utilizar el esquema de diferenciación corriente arriba (upwind scheme), el esquema híbrido, el esquema cuadrático QUICK o esquemas de ley de potencia que se describen brevemente en el apéndice.

- **Condiciones de frontera para problemas de flujo de fluidos.** La forma de las ecuaciones de frontera requerida para cualquier ecuación diferencial depende de la ecuación en sí y en la forma en que se ha discretizado. Se requieren ecuaciones de frontera para las componentes de velocidad, para la presión y posiblemente al flujo de masa (que suele utilizarse para los algoritmos similares al SIMPLE). Los programas de simulación de fluidos usualmente tienen condiciones de frontera programados para casos como paredes sólidas, entrada de flujo, salida de flujo y condiciones simétricas; cada uno de estos tiene combinaciones de condiciones de frontera para las variables que se están resolviendo. Es necesario comprender estos grupos de condiciones de frontera programados para evaluar si los resultados son coherentes.

3.1.5. Validez y Alcance

Los resultados obtenidos de una simulación nunca serán completamente confiables por las siguientes razones:⁸⁸

- Los datos de entrada requieren de suposiciones o incluso datos imprecisos.
- La computadora disponible no tiene la capacidad suficiente
- El conocimiento científico es incompleto.

A pesar de las razones anteriores, hay condiciones en las cuales los resultados pueden ser más confiables, como por ejemplo para flujos laminares, fluidos simples (una sola fase o bien composición química sencilla) y la ausencia de reacciones químicas. La confiabilidad del resultado de una simulación siempre irá íntimamente relacionada con la finura de la malla computacional y con los requerimientos de convergencia de las ecuaciones iterativas.

En principio, cualquier fenómeno relacionado con el flujo de fluidos puede ser sujeto a esta técnica de predicción. La menor parte de estos fenómenos son fáciles de simular, la mayoría son complicados de simular y otra gran parte son imposibles de simular, al menos con el conocimiento científico que se tiene hoy en día o bien por la capacidad del software y el hardware⁸⁹. La dificultad o sencillez de una simulación depende de los siguientes aspectos:

⁸⁸ www.cham.co.uk

⁸⁹ www.cham.co.uk

Instrumento de Análisis

- Dimensionalidad en el tiempo (estado permanente o transitorio)
- Dimensionalidad en el espacio (sin variación en el espacio, unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales)
- Complejidad de la geometría. (dependiendo de los objetos que se encuentren en el dominio)
- Complejidad de las condiciones de frontera.
- Complejidad de los procesos físicos (el fenómeno de la convección natural es especialmente complicado)
- Número de fases.

La mayor dificultad con la simulación numérica de fluidos, especialmente cuando es necesario utilizar una malla tridimensional, es que armar el modelo e identificar las condiciones de frontera es difícil y tardado, y que los cálculos requieren de una gran capacidad de memoria y tiempo de cómputo para el tratamiento de la turbulencia, y aún así puede fallar para converger a una solución.⁹⁰

A pesar de estas limitaciones, ya se señalaron las ventajas que ofrece la simulación numérica de fluidos y aunque es una herramienta muy poderosa, hay que conocer las limitaciones que se han descrito. Esta técnica ya ha sido probada en numerosas situaciones de flujo, y el flujo de aire en interiores ha sido una de ellas aunque también queda mucho recorrido por delante, especialmente con la ventilación natural y el tiempo de cómputo para obtener convergencia en los resultados.

3.1.6. Establecimiento de un Modelo Matemático para simulación.

Como usuario de un programa de simulación numérica de fluidos, conocer cómo se discretizan y se resuelven las ecuaciones es importante; pero es aún más importante conocer cuáles son componentes de un modelo CFD. Un modelo CFD incluye:

- Geometría y dominio (forma y tamaño)
- Coordenadas (cartesianas, esféricas, cilíndricas, curvilíneas generales, ortogonales generales) y asociadas a las coordenadas está la malla computacional.
- Ecuaciones gobernantes (Navier Stokes, continuidad, ecuaciones de estado)
- Condiciones de flujo (viscoso o no viscoso, externo o interno, turbulento o laminar, compresible o incompresible, una fase o multifase, efectos térmicos o de densidad, superficie libre y tensión superficial, ecuaciones químicas o combustión)
- Condiciones iniciales y de frontera (estado permanente o transitorio,; condiciones de frontera: deslizamiento o no deslizamiento en paredes, condiciones cíclicas, entradas, salidas, etc.)
- Selección de modelos para diferentes aplicaciones (viscoso o no viscoso, modelo de turbulencia, compresible o incompresible (No Mach), ecuaciones químicas, flotabilidad, etc.)
- Selección de parámetros numéricos (relajación, precisión, número de iteraciones, etc.)

Para establecer un modelo será necesario tomar decisiones en cada uno de los puntos anteriores, y el conjunto de las decisiones tomadas será el modelo computacional. El establecimiento del modelo es una labor compleja y requiere de mucho tiempo de procesamiento, pues es un proceso de prueba y error que se va refinando constantemente hasta llegar a un resultado satisfactorio, es decir, físicamente posible y adecuado. El proceso de análisis iterativo se muestra en la figura 3.6.

⁹⁰ Zhengen, Ren. Enhanced Modelling of Indoor Air Flows, Temperatures, Pollutant Emission and Dispersion by Nesting Sub-Zones within a Multizone Model. Pag 11.

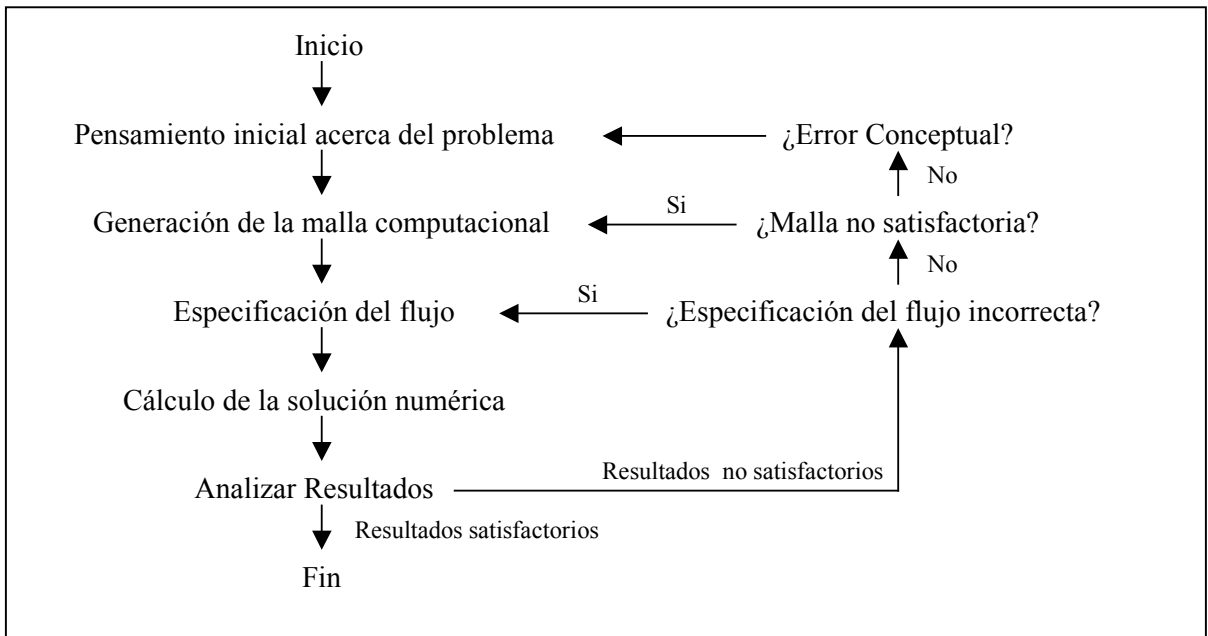


Figura 3.6 – Proceso de análisis iterativo para establecer un modelo CFD.⁹¹

⁹¹ Shaw, C.T. Using Computational Fluid Dynamics. Pag 68

3.2. PHOENICS

3.2.1. Descripción

PHOENICS es un programa de simulación numérica de fluidos (CFD) de propósito general, entendiendo por propósito general a su capacidad para predecir flujos en cualquier situación (por ejemplo flujos confinados o de superficie libre); además también es capaz de simular procesos de transferencia de calor, reacciones químicas, cambios de fase e incluso calcular los esfuerzos en los sólidos presentes. El nombre PHOENICS proviene de “Parabolic Hiperbolic Or Eliptic Numerical Integration Code Series”, los términos parabólico, hiperbólico o elíptico se refieren a la forma en que se expresan las ecuaciones diferenciales que se resolverán numéricamente.

Aunque el nombre se refiere a aspectos matemáticos, los usuarios de este paquete son diversos: científicos, ingenieros, arquitectos, especialistas en medio ambiente y hasta por profesores y alumnos que estudien aspectos relacionados con los temas que maneja.

No todos los códigos de simulación numérica de fluidos son iguales, una de las ventajas de PHOENICS es su gran variedad de procesos que puede simular. Dentro de las características que lo destacan de los demás códigos están, entre otros:

- Introducir propiedades mediante fórmulas definidas por el usuario.
- Ajuste de mallas a la geometría establecida.
- Objetos en movimiento.
- Análisis de esfuerzos en sólidos que confinan el flujo
- Transferencia de calor por medio de radiación
- Reacciones químicas
- Simulación de flujos multifásicos

3.2.2. Estructura

El paquete está estructurado de tal forma que lleva a cabo tres tareas principales:

- Definición del problema (o pre procesador)
- Simulación (resolución de las ecuaciones)
- Presentación de los resultados (post procesador)

Al igual que muchos programas de CFD (pero no todos), PHOENICS tiene un módulo de programa (o varios) para llevar a cabo estas funciones, estos programas son:

- Satellite (VR-Editor)
- Earth
- Photon (VR-Viewer, Photon, Autoplot)

A continuación se muestra un diagrama (figura 3.7) que indica de forma esquemática los diversos módulos de PHOENICS.

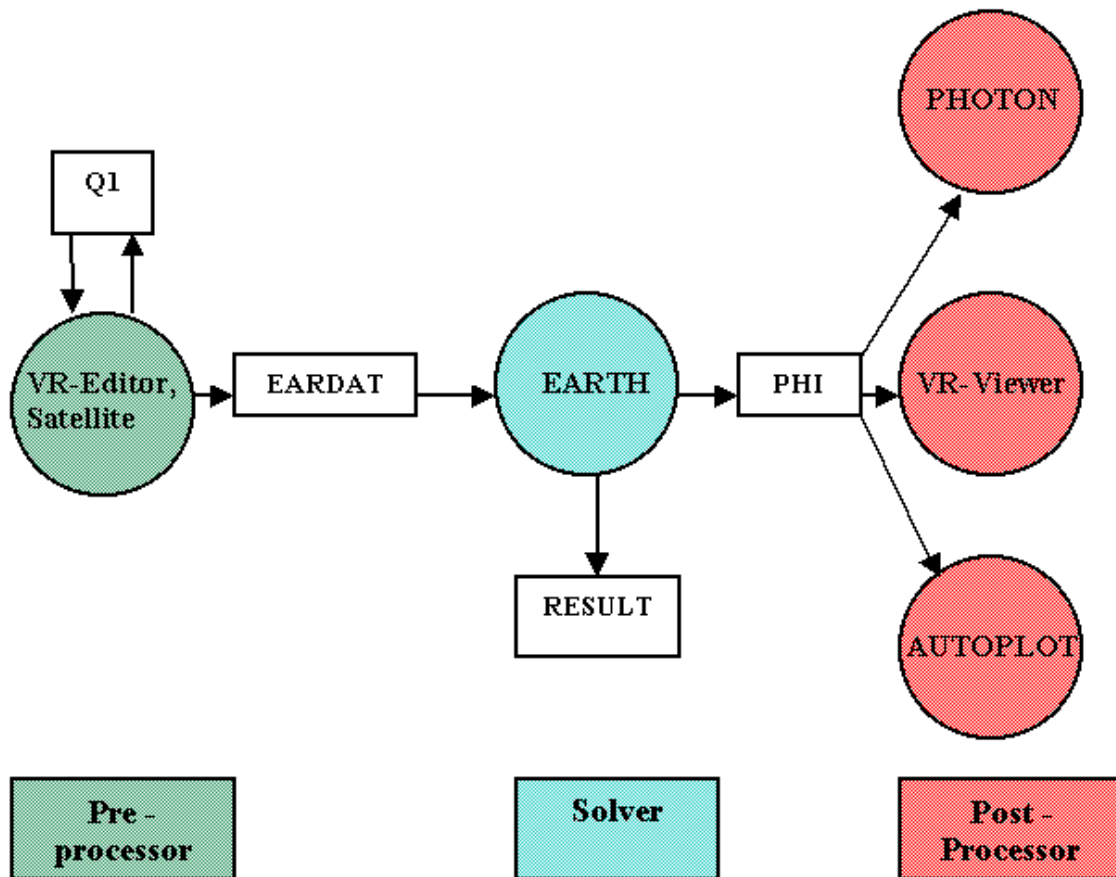


Figura 3.7 Interacción de los programas, funciones y archivos de Phoenix⁹²

En el diagrama aparecen en rectángulos blancos los correspondientes archivos de intercomunicación generados por los diversos módulos que se describen a continuación:

- **Q1** es el archivo que contiene la información que define el problema, está escrito en un código llamado PIL (PHOENICS Input Language), que es el lenguaje utilizado por PHOENICS.
- **EARDAT** es un archivo ASCII que codifica el archivo Q1 para que el programa Earth pueda comprenderlo, y resolver el problema.
- **PHI** es un archivo generado por Earth, estructurado de tal forma que pueda ser comprendido por cualquiera de los visualizadores de resultados: Photon, Autoplot o VR-Viewer, o bien algún otro postprocesador independiente a PHOENICS. Contiene los arreglos de todas las variables en todos los puntos del dominio.
- **RESULT** es otro archivo generado por Earth, en código ASCII, que presenta algunos de los resultados en forma tabular para poder imprimirse. Contiene información sobre el tiempo de cómputo, los errores, algunos valores puntuales, etc. Obtenidos después de la resolución de las ecuaciones.

⁹² www.cham.co.uk

3.2.3. Definición de Problemas en PHOENICS

La definición del problema en PHOENICS (así como en cualquier programa de simulación) se refiere a generar un archivo (llamado Q1) con todos los datos del modelo, en el cual se deben determinar entre otros aspectos:

- Geometría: Figuras, tamaños y posiciones de objetos dentro del espacio que se simulará
- Materiales: Determinar sus propiedades termodinámicas, mecánicas o de transporte, tanto de los fluidos como de los sólidos inmersos.
- Procesos: Esto se refiere a determinar si habrá reacciones químicas, si se simulará la turbulencia (y con cual modelo), si se calcularán temperaturas o esfuerzos en sólidos.
- Malla computacional: Es la forma en que se dividirá el espacio y/o el tiempo, también llamada discretización
- Parámetros numéricos que determinarán la velocidad, precisión y economía de la simulación.
- Parámetros que afectan la forma en que las variables se visualizarán en las gráficas de análisis.

Para poder definir un problema de simulación, se utiliza el módulo Satellite (como se especificó anteriormente), esto se puede hacer de tres formas diferentes:

- Elegir un problema de la librería precargada en PHOENICS
- Definir el problema mediante texto escribiendo el correspondiente código en el lenguaje PIL (Phoenix Input Language). El código PIL es un lenguaje interpretativo exclusivo de PHOENICS que permite al usuario codificar los parámetros de la simulación mediante funciones específicamente diseñadas para la simulación numérica de fluidos.
- Definir el problema utilizando el programa de realidad virtual (VR-Editor), por medio de botones y menús interactivos. Existe la posibilidad de exportar archivos de otros programas de CAD.

Sin importar la forma de definir el problema, se generará el archivo Q1 con toda la información del problema. Para facilitar la definición del problema, el archivo Q1 está estructurado en una especie de menú que contiene 24 grupos, que en conjunto deben dar respuesta a los aspectos como geometría, materiales, procesos, etc. definidos anteriormente. No debe especificarse algo en cada grupo, funciona más bien como una guía en la cual el usuario puede omitir algún grupo si el modelo así lo requiere. Los grupos son los siguientes:

GROUP 1. Run title and other preliminaries – Título de la corrida y datos preliminares

GROUP 2. Transience; time-step specification – Problemas en estado transitorio, especificación del paso de tiempo.

GROUP 3. X-direction grid specification – Especificación de la malla computacional, dirección X.

GROUP 4. Y-direction grid specification – Especificación de la malla computacional, dirección Y.

GROUP 5. Z-direction grid specification - Especificación de la malla computacional, dirección Z.

GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion – Distorsiones de malla computacional y coordenadas ajustadas al cuerpo.

GROUP 7. Variables stored, solved & named – Variables almacenadas, resueltas y declaradas.

GROUP 8. Terms (in differential equations) & devices – Términos en la ecuación diferencial y dispositivos.

GROUP 9. Properties of the medium (or media) – Propiedades del medio (o medios)

GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties – Propiedades y procesos de transferencia entre fases.

Instrumento de Análisis

GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields – Inicialización de variables o campos de porosidad.

GROUP 12. Patchwise adjustment of terms (in differential equations) – Ajuste de términos en la ecuación diferencial por medio de subrutinas.

GROUP 13. Boundary conditions and special sources - Condiciones de frontera y Fuentes (o sumideros)

GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=.TRUE. – Presión aguas abajo del flujo.

GROUP 15. Termination of sweeps - Terminación de las barridas

GROUP 16. Termination of iterations - Terminación de las iteraciones

GROUP 17. Under-relaxation devices - Dispositivos de subrelajación de variables.

GROUP 18. Limits on variables or increments to them – Límites en variables o incrementos en ellas.

GROUP 19. Data communicated by satellite to GROUND – Datos comunicados por Satellite a Ground

GROUP 20. Preliminary print-out – Impresión preliminar a pantalla.

GROUP 21. Print-out of variables – Impresión de las variables a pantalla.

GROUP 22. Spot-value print-out – Impresión a pantalla de un punto fijo del dominio

GROUP 23. Field print-out and plot control – Control de gráficas y campos de variables a graficar.

GROUP 24. Dumps for restarts STOP – Condiciones para abortar o reiniciar simulación.

3.2.4. Resolución de Problemas en PHOENICS

La resolución del problema se lleva a cabo con el programa llamado Earth. Este módulo traduce el archivo eardat en una secuencia de cálculos que son las ecuaciones iterativas con los parámetros que precisó el usuario en el archivo q1. Al resolver las ecuaciones, Earth provee al usuario una pantalla de control (figura 3.8) que monitorea las variables en algún punto (gráfica de la izquierda), así como los errores calculados (gráfica de la derecha). El cálculo termina cuando:

- Los parámetros de precisión se cumplen. A esto se le llama convergencia de la solución, que se interpreta en la pantalla como líneas horizontales del lado izquierdo o los errores disminuyendo hasta cero del lado derecho.
- El número de iteraciones especificados se completa
- Cuando el usuario lo interrumpa.

Al terminar los cálculos, Earth genera dos archivos: Result y Phi, los cuales podrán consultarse dependiendo de las necesidades del usuario. PHOENICS permite al usuario determinar cómo se realizará la resolución: punto por punto, por planos o el campo tridimensional completo y también opciones como SIMPLE para generar las ecuaciones de presión y velocidad.

Earth se divide en dos secciones de programa, una principal con las rutinas para casos estándar de simulación; y otra rutina programable llamada ground, que permite al usuario realizar subrutinas de cálculo si así lo requiere su modelo. Estas subrutinas son llamadas desde el programa principal en Earth en ciertas porciones del ciclo iterativo, dependiendo de cómo el usuario lo haya programado. Estas subrutinas se programan en lenguaje Fortran. Existe también la opción de utilizar operaciones pre-programadas para realizar estas rutinas, en lugar de codificar en lenguaje Fortran.

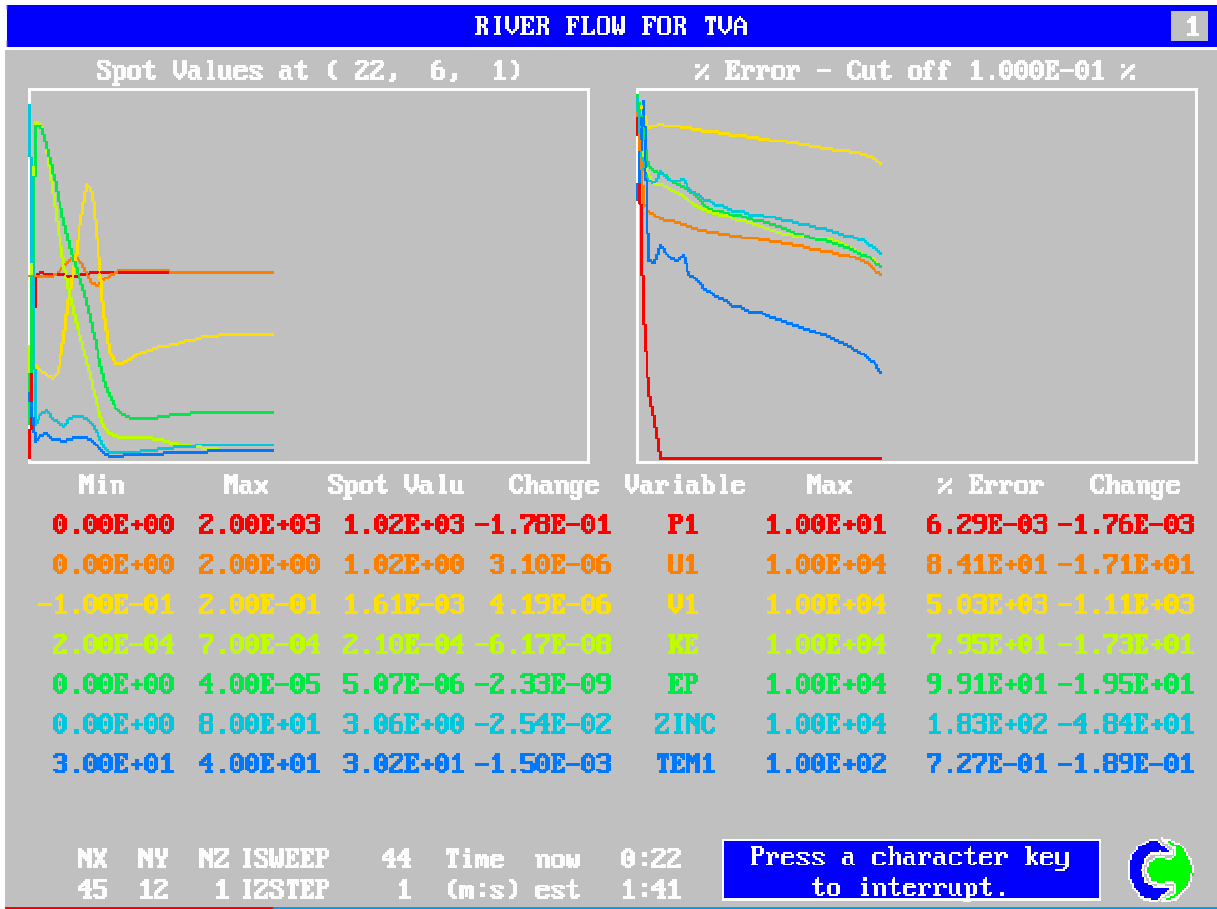


Figura 3.8 Pantalla de control de los resultados de Earth, en el lado izquierdo se muestran las magnitudes de las variables en un punto específico y del lado derecho los errores asociados a dicho punto.

3.2.5. Visualización de los Resultados

Para la visualización de resultados, PHOENICS cuenta con tres programas independientes: estos son:

- PHOTON (Phoenix OuTput OptioN)
- Autoplot
- VR-Viewer.

Otra forma de ver los resultados es de forma de texto, y esto es simplemente viendo en un editor de textos el archivo Result que se genera paralelamente con el archivo PHI. Existe también la posibilidad de utilizar otros post-procesadores como TECPLOT, AVS o FEMVIEW que procesan el archivo PHI para generar gráficos para analizar los resultados.

La razón de que se tengan tres diferentes post-procesadores o visualizadores de resultados es que cada uno de ellos tiene sus aplicaciones y ventajas:

- Autoplot: permite realizar gráficas X-Y para ver la distribución de las variables que permiten comparar con datos experimentales o analíticos.

Instrumento de Análisis

- PHOTON: es un programa con varios menús que permite graficar mallas, contornos, líneas de flujo, gráficas de vectores, gráficas de superficies, magnificar partes del campo de solución o cambiar el punto de visualización de los resultados.
- VR-VIEWER: este programa tiene la misma interfase gráfica que el editor de realidad virtual (VR-EDITOR) y permite realizar las mismas tareas que PHOTON, pero dentro de un ambiente más amigable y conocido por el usuario.

3.2.6. Programabilidad de PHOENICS: Ground

Se estableció la estructura de los módulos de PHOENICS en tres actividades primordiales: definición del problema, resolución y visualización de los resultados. PHOENICS fue programado de tal forma que el usuario pudiera modificar el algoritmo original para adaptarlo a sus condiciones. La programabilidad de PHOENICS es posible mediante su módulo llamado ground.

Mediante este módulo programable es posible modificar cualquiera de las tres actividades de la simulación: se pueden modificar la forma de definir el problema, de resolverlo o bien la forma de presentar los resultados. Estas modificaciones se realizarán programando estas subrutinas en lenguaje Fortran (el cual fue utilizado para programar PHOENICS). Dependiendo lo que se quiera modificar de la simulación, se elegirá el punto en el cual se insertará el código. Las subrutinas serán llamadas desde el programa Earth, cada vez que el código así lo defina.

También existe otra forma de afectar la simulación, y es mediante el módulo Plant. Este módulo tiene las mismas funciones que el módulo ground, pero con la diferencia que la codificación se hace mediante PIL en lugar de Fortran. Estos comandos se programarán dentro del archivo Q1. El módulo Plant es simplemente un conjunto de funciones pre-programadas que permiten al usuario realizar modificaciones a su simulación, sin tener un amplio conocimiento en CFD o en Fortran.

3.3. EQUIPO COMPUTACIONAL UTILIZADO

PHOENICS funciona satisfactoriamente y con completa funcionalidad en cualquier plataforma de hardware, desde computadoras personales hasta estaciones de trabajo UNIX. La funcionalidad tampoco se pierde con hardware con múltiples procesadores. En cuanto a sistemas operativos, existen versiones de PHOENICS que funcionan en diversos sistemas operativos como DOS, Windows (95, 98, ME, NT, 2000 o XP) y LINUX.

Durante el desarrollo de este trabajo, las simulaciones que se presentan fueron realizadas en una estación de trabajo UNIX de la Coordinación de Procesos Industriales y Ambientales del Instituto de Ingeniería, llamada Quetzal, de las siguientes características:

Procesador: X UltraSPARC-II 450 MHz

Sistema operativo: Sun OS 5.8

Dirección IP: 132.248.231.192

Memoria RAM: 512 MB

Disco Duro: 60 GB

Las simulaciones se hicieron por medio de una conexión remota desde una computadora personal, utilizando el software Secure Shell para la conexión al servidor y el programa X-Win 32 para habilitar la interfase gráfica del servidor al equipo remoto.

3.4. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Para lograr validar los resultados de la simulación y asignar condiciones de frontera más precisas, se llevaron a cabo mediciones experimentales de temperaturas, humedad relativa y velocidades del aire en varios puntos del primer piso de la torre de ingeniería.

Las velocidades del aire se midieron con un anemómetro de última generación de tecnología ultrasónica, propiedad del Instituto de Ingeniería. Se trata del Anemosonic UA6 de la marca británica Airflow. Este instrumento puede medir velocidades del aire, flujo volumétrico, temperatura del aire y porcentaje de turbulencia, ya sea en sistema internacional o en sistema inglés. Otras de las ventajas de este anemómetro es su capacidad para realizar 3600 mediciones por segundo y desplegar resultados promedio cada dos segundos, y está calibrado de por vida. El anemómetro consta de un display electrónico de baterías y un sensor de tres postes, acoplado a un mango telescópico.

Este instrumento requiere que el sensor sea colocado perpendicular al flujo, aunque la posición del sensor puede variar $\pm 20^\circ$ sin afectar las lecturas; además la tecnología ultrasónica permite que las mediciones no estén afectadas por la temperatura, presión, humedad o cambios de densidad del fluido. El principio físico por el cual se hacen las mediciones en la mayoría de los anemómetros ultrasónicos son los cambios en la velocidad del sonido, debido a la velocidad de flujo del medio.

Rango (Velocidad): 0.01 m/s a 50 m/s

Resolución (Velocidad): 0.01 m/s

Exactitud (Velocidad): Mejor que $\pm 1\%$ de la lectura.

Rango (Temperatura): 0 – 70°C

Resolución (Temperatura): 0.1 °C

Exactitud (Temperatura): $\pm 1^\circ\text{C}$

Legibilidad: Display electrónico

Memoria: 99 registros de velocidad, temperatura y turbulencia.

Dimensiones: 92x32x188 mm

Peso: 440 g



Figura 3.9 – Anemómetro ultrasonico utilizado: Anemosonic UA6

Instrumento de Análisis

Las mediciones de temperatura y humedad se hicieron con un data logger marca HOBO (Modelo H08-003-02), especial para trabajos de análisis de confort. Fueron facilitados por el doctor Miguel Ángel Gándara, del CIBNOR, de La Paz, B.C.S. Este es un instrumento capaz de medir temperatura y humedad relativa a través del tiempo, y están equipados con un microprocesador, un dispositivo de memoria y los sensores necesarios. Después de realizar y guardar las mediciones en momentos específicos, estos datos se pueden coleccionar en una hoja de cálculo electrónica para visualizar los datos y procesarlos.



Figura 3.10 – Sensor utilizado para la medición de temperatura y humedad a través del tiempo.

Rango (Temperatura): -20°C a 70°C

Resolución (Temperatura): $\pm 0.7^{\circ}\text{C}$ @ 21°C

Rango (Humedad Relativa): 0% a 95%

Resolución (Humedad Relativa): $\pm 5\%$.

Exactitud del tiempo: ± 1 min por semana.

Capacidad: 7944 mediciones en total, almacenadas en memoria no volátil

Tamaño: 2.4"x1.9"x0.8"

Peso: Aprox 1 oz

4. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

4.1. MEDICIÓN EXPERIMENTAL

4.1.1. Espacio experimental

El espacio donde se desarrolló la investigación es el ala sur del primer piso de la torre de ingeniería. Ocupa un área de 25.5m en dirección este-oeste (incluyendo el área de sanitarios, cocina y escalera de emergencia del lado este y el balcón del lado oeste) y 28 m en dirección Norte-Sur (se considera sólo la mitad del piso, esto es, no se considera el ala norte). La altura de piso a techo es de 3.5m. La siguiente figura (4.1) muestra un plano del ala sur del primer piso de la torre de ingeniería. También se muestra una fotografía del segundo piso, en la cual se pueden ver los detalles arquitectónicos y muebles existentes en el Instituto de Ingeniería. La foto fue tomada desde el área de becarios.

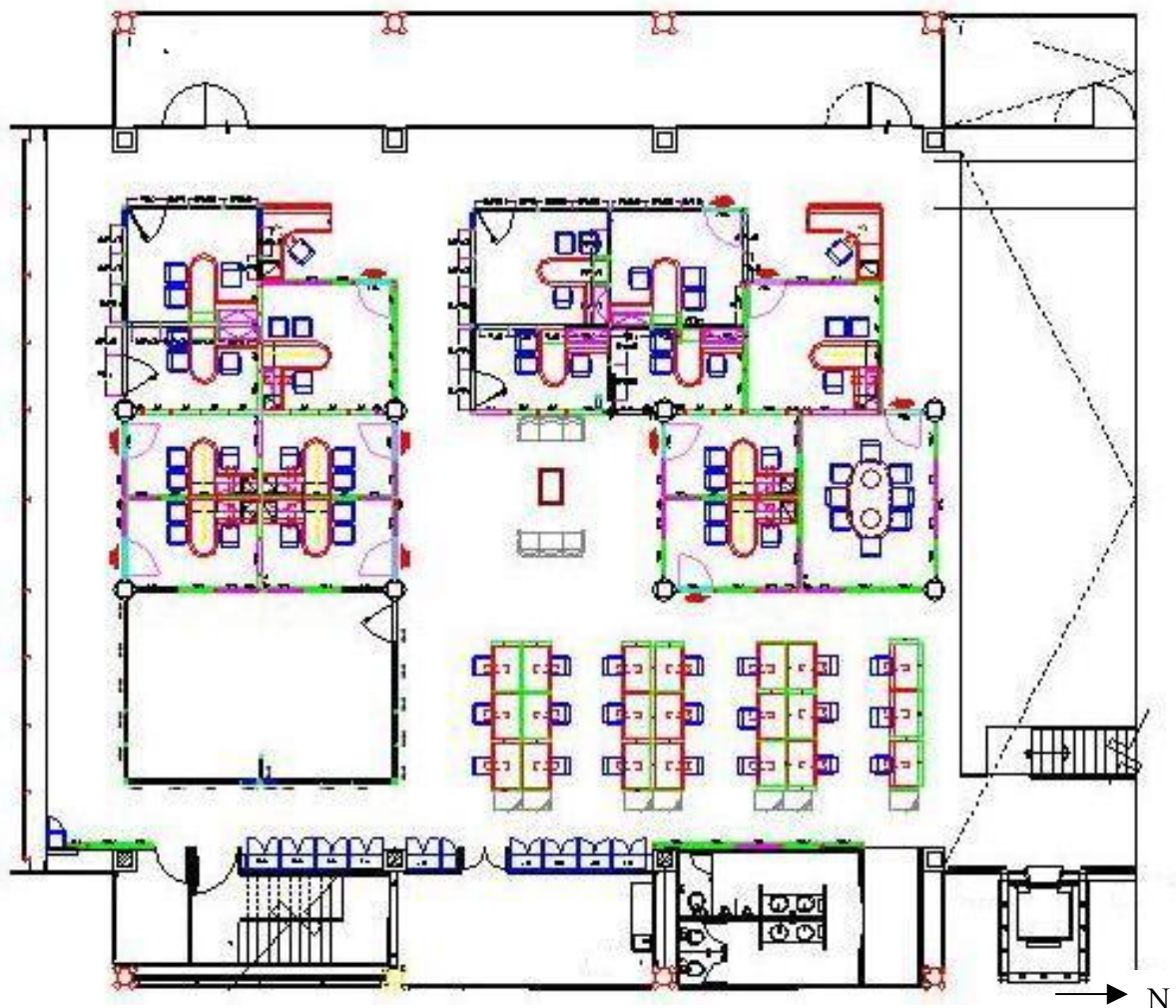


Fig. 4.1 Espacio Experimental (ala sur del primer piso de la torre de ingeniería)



Fig. 4.2 Fotografía del ala sur del primer piso de la torre de ingeniería, mostrando algunos de los cubículos de los investigadores y el área de becarios.

En este plano (Fig. 4.1), la parte inferior (oeste) de la figura está ocupada por una zona de sanitarios, cocina y escaleras de emergencia, los cuales hacia el exterior están cubiertos por una cortina metálica que obstruye la entrada de los rayos solares dependiendo de la hora del día. También en la parte inferior, en la esquina derecha se encuentra el área de elevadores. En la parte superior (este), pared externa es de vidrio, la cual tiene dos entradas que dan a un balcón. Finalmente la pared sur del edificio es una pared de doble vidrio.

4.1.2. Descripción del Experimento

El experimento consiste en dos tipos de mediciones relativo a cada uno de los instrumentos disponibles: la medición de temperaturas y la medición de velocidades del aire. Aprovechando las características de cada instrumento se realizaron mediciones de diferente forma.

4.1.2.1. Medición de temperaturas y humedad

Como se mencionó, los sensores de temperatura y humedad tienen la capacidad de guardar una gran cantidad de lecturas, para luego recibir estos datos en una computadora para su análisis posterior. Éstos fueron cambiando de posición conforme fue requerido. En una primera fase, se instalaron cuatro sensores de humedad ambiental y temperatura; en una segunda fase se obtuvieron cuatro sensores adicionales; finalmente un noveno instrumento fue instalado. La siguiente tabla (4.1) muestra cómo fueron cambiando de posición los sensores de posición a lo largo del experimento:

Desarrollo de la Investigación

Fechas		Frecuencia de Medición	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4	Sensor 5	Sensor 6	Sensor 7	Sensor 8	Sensor 9
De	A										
12-Ene-04	20-Ene-04	10 min	Amb	NCV	Vidrio	JLF L					
23-Mar-04	14-Abr-04	30 min	Amb	Bec	Vidrio	TSC					
23-Abr-04	30-Abr-04	30 min	Amb	Bec	Vidrio	JLF L					
08-May-04	28-May-04	30 min	Amb	Bec	Vidrio	JLF L					
28-May-04	02-Jun-04	30 min	Amb		Vidrio	JLF L					
02-Jun-04	10-Ago-04	30 min	Amb	Bec	Vidrio	JLF L					
10-Ago-04	03-Sep-04	30 min		Bec		JLF L					
03-Sep-04	09-Sep-04	30 min		Bec		JLF L	ARV P	ARV L	MSV P	Pas	
09-Sep-04	14-Sep-04	30 min	NCV	Bec		JLF L	ARV P	ARV L	MSV P	Pas	
Dic-04	Dic-04	30 min	Amb	Bec	Vidrio	JLF L	ARV P	ARV L	MSV P	Pas	MSV S
Ene-05	Dic-05	30 min	Amb	Bec	Vidrio	JLF D	ARV P	ARV L	MSV P	Pas	MSV S

Tabla 4.1. Posición de los diversos sensores para la medición experimental de temperaturas y humedad relativa.

Las siglas mostradas en la tabla 4.1 se refieren a las posiciones siguientes:

- Amb – Sensor ambiental, localizado en el balcón oeste a una altura de 3.5m, midiendo la temperatura externa.
- NCV – Sensor localizado en la oficina del Mtro. Norberto Chargoy del Valle, dentro de un anaquel a una altura de 1.6m del piso.
- Bec – Sensor localizado en el área de becarios, a una altura de 3m.
- Vidrio – Sensor tipo j, capaz de medir temperaturas superficiales (no puede medir humedad relativa). Se colocó en la fachada oeste, midiendo la temperatura superficial del vidrio que da hacia el exterior.
- JLF L – Sensor localizado en la oficina del Dr. José Luis Fernández Zayas a la altura de la lámpara, esto es, a 3 m del piso.
- JLF D – Sensor localizado en la misma oficina del Dr. Fernández, pero a una altura de 1.5m.
- ARV S - Sensor localizado en la oficina del Dr. Alejandro Rodríguez Valdés a la altura del piso, esto es, a 30 cm del suelo.
- ARV L – Localizado en la misma oficina del Dr. Rodríguez, pero una altura de 3 m.
- MSV S – Sensor localizado en la oficina del Dr. Martín Salinas a una altura de 30 cm.
- MSV P – Sensor localizado en la misma oficina del Dr. Salidas, pero a una altura de 1.5 m.
- Pas – Sensor localizado en el pasillo sur del edificio, a una altura de 3 m.
- TSC – Las siglas significan Techo Sur Centro, esto es justo al centro del área de becarios.

Para facilitar la localización de estos sensores, en la siguiente figura (4.3) se muestran sus ubicaciones en una vista de planta del segundo piso del edificio:

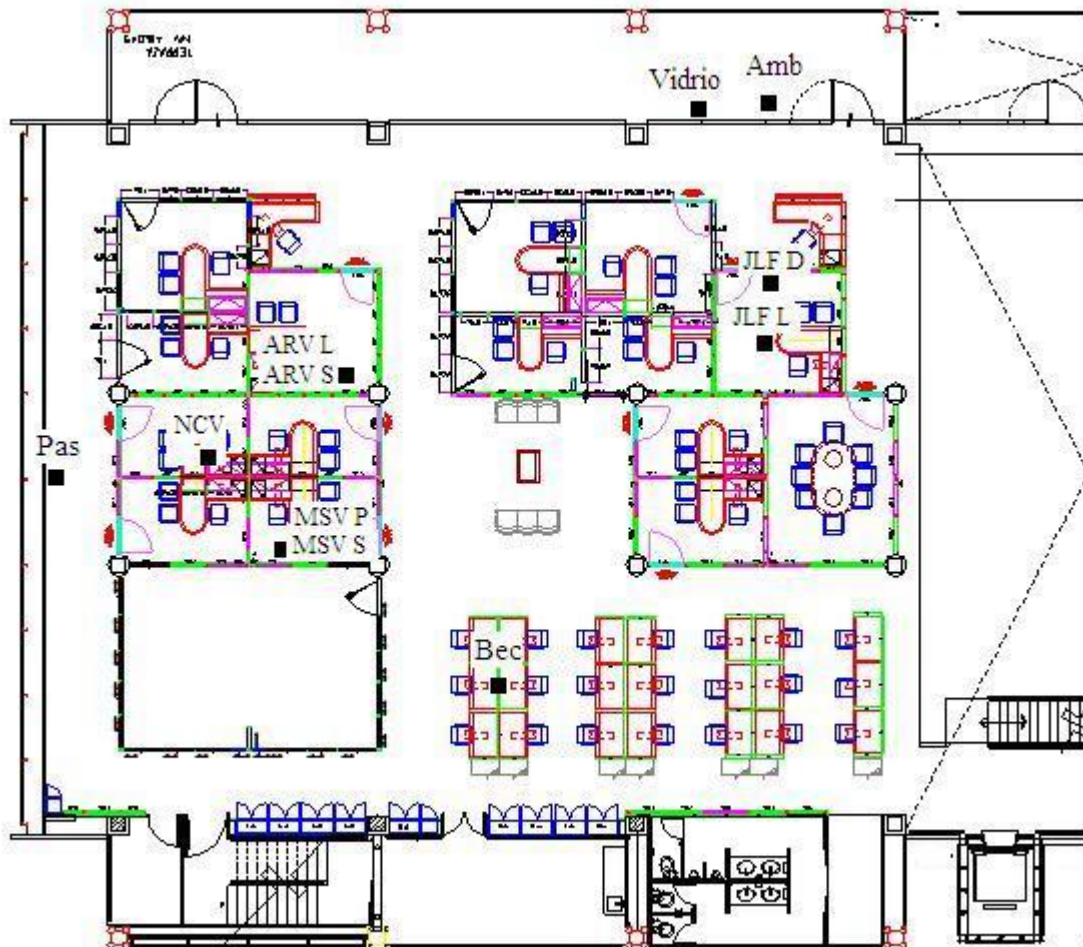


Figura 4.3. Localización de los sensores de temperatura y humedad.

4.1.2.2. Medición de la velocidad del aire

Para introducir las condiciones de frontera en el modelo computacional, se realizaron las mediciones de la velocidad del aire en los puntos considerados como entradas y salidas de los flujos de aire. Se consideró el atrio como el punto de salida de los flujos, pues según la teoría de la mecánica de fluidos, el atrio generará una diferencia de presiones de tal forma que funcionará como extractor de aire (efecto chimenea).

Se hicieron mediciones a puertas cerradas de las velocidades verticales del aire (hacia arriba) en el atrio, el cual se dividió en 17 puntos diferentes que se muestran en el plano siguiente (figura 4.4). Cada medición es el resultado de doce mediciones realizadas en un lapso de 2 minutos. Las mediciones fueron realizadas desde el segundo piso, en las posiciones mostradas en la figura 4.5, que es una fotografía del atrio de doble altura, tomada desde el primer piso del edificio. El sensor del anemómetro se colocó de tal forma que se midieran las velocidades verticales en sentido hacia arriba, como muestra la figura 4.6, realizando las mediciones desde el segundo piso.

Cabe mencionar que todas las mediciones fueron realizadas a puertas cerradas, para evitar introducir variables adicionales (fluctuantes) que afectarán las velocidades en el interior del edificio.

Desarrollo de la Investigación

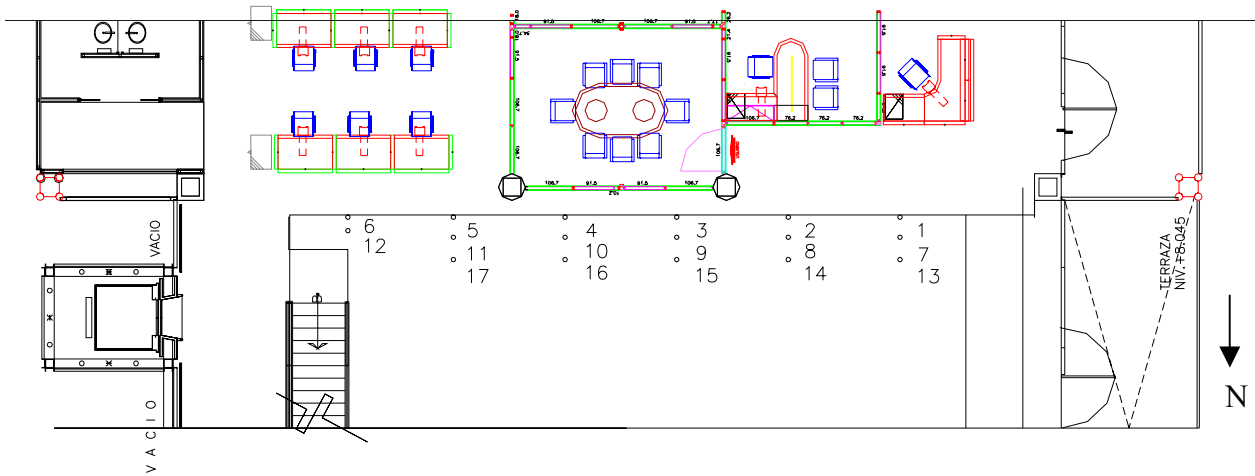


Fig. 4.4 Vista de planta de la posición del sensor del anemómetro para la medición de velocidades en el atrio de doble altura.

El espaciamiento entre los sensores fue el siguiente:

- La distancia entre el borde y la primera hilera de mediciones es de 5 cm
- La distancia entre el borde y la segunda hilera de mediciones de 50 cm (35 cm al punto 12)
- La distancia entre el borde a la tercera hilera de mediciones es de 95 cm.

Para el espaciamiento horizontal se tomaron como referencia el punto central de los barandales que se muestra en la siguiente fotografía tomada en el atrio de la torre de ingeniería. El espaciamiento de cada punto es de 2.5 m; y se muestran los puntos de medición asociados a la vista de planta del plano superior (figura 4.4).



Figs. 4.5 (Izquierda) y 4.6 (Derecha). Posiciones en las cuales se realizó la medición de las velocidades en el atrio y posición utilizada para el sensor del anemómetro.

Desarrollo de la Investigación

También se realizó una medición de la velocidad de entrada de aire en las ventilas que se encuentran en la fachada sur del edificio. La fachada sur está dividida en 10 ventanas del mismo tamaño, las cuales contienen ventilas en la parte inferior, direccionando el flujo externo a 45° del piso. Cada medición se realizó en la parte central de cada una de las 10 secciones colocando el sensor perpendicular al flujo (es decir, a 45°). Se tomaron 12 mediciones en un lapso de 2 minutos, reportando la velocidad promedio de estas mediciones. La figura 4.7 muestra las ventilas de la fachada sur y su distribución.



Fig. 4.7. Fotografía de la pared sur del edificio, mostrando las ventilas que permiten la introducción de flujos de aire externo al edificio.

Finalmente, las últimas mediciones de velocidad se realizaron en las puertas del primer piso (las puertas se encontraban completamente abiertas), encontrándose velocidades en un rango entre 0.4 y 2 m/s. Estas mediciones fueron realizadas en el punto central de la puerta, como un promedio de 12 mediciones en 2 minutos.

4.1.3. Resultados de las mediciones

4.1.3.1. Temperaturas y Humedad relativa.

Los sensores de temperatura y humedad tienen una memoria integrada. Estos dispositivos fueron programados para medir cada 30 minutos las variables de temperatura y humedad, para luego transmitir estos datos a una hoja de cálculo electrónica. Dada la gran cantidad de datos coleccionados a través de estas mediciones, no se detallan estas mediciones en este trabajo, pero se encuentran

Desarrollo de la Investigación

disponibles en el disco compacto que acompaña este trabajo. Las mediciones de mayor relevancia para este trabajo se detallarán más adelante en el mismo.

4.1.3.2. Velocidad del aire.

Se realizaron mediciones de la velocidad del aire para tener datos experimentales para la simulación numérica y conocer el orden de magnitud de los flujos de aire dentro del edificio. Para ello se siguió un programa de mediciones en las ventilas de la pared sur del edificio así como las mediciones en el atrio. Las mediciones se hicieron entre el 5 y el 23 de agosto de 2004. Se hicieron en total cinco juegos de mediciones para hallar la velocidad promedio en dichos puntos. Todas las mediciones se hicieron en la mañana, entre las 7:30 y las 11:00 a.m. y en todas ellas siempre se mantuvieron las puertas cerradas. Los resultados de dichas mediciones se muestran en la siguiente tabla (4.2):

		05-Ago-04	09-Ago-04	11-Ago-04	16-Ago-04	23-Ago-04	Promedio
Punto 1	hora	07:55	07:36	08:31	09:04	08:27	08:18
	v (m/s)	0.113	0.081	0.077	0.029	0.064	0.0728
Punto 2	hora	08:00	07:44	08:40	09:11	08:35	08:26
	v (m/s)	0.048	0.046	0.094	0.029	0.026	0.0486
Punto 3	hora	08:13	07:50	08:47	09:18	08:42	08:34
	v (m/s)	0.054	0.031	0.041	0.036	0.041	0.0406
Punto 4	hora	08:17	08:27	08:55	09:25	08:49	08:46
	v (m/s)	0.054	0.053	0.055	0.03	0.036	0.0456
Punto 5	hora	08:23	08:33	09:00	09:33	08:56	08:53
	v (m/s)	0.088	0.0466	0.042	0.052	0.073	0.06032
Punto 6	hora	08:27	08:59	09:08	09:40	09:04	09:03
	v (m/s)	0.07	0.087	0.059	0.024	0.163	0.0806
Punto 7	hora	08:33	07:38	08:34	09:06	08:30	08:28
	v (m/s)	0.318	0.335	0.289	0.274	0.324	0.308
Punto 8	hora	08:38	07:46	08:43	09:13	08:37	08:35
	v (m/s)	0.276	0.187	0.306	0.324	0.245	0.2676
Punto 9	hora	08:43	07:52	08:50	09:20	08:44	08:41
	v (m/s)	0.289	0.224	0.254	0.266	0.278	0.2622
Punto 10	hora	08:50	08:29	08:57	09:27	08:51	08:54
	v (m/s)	0.213	0.2155	0.308	0.247	0.229	0.2425
Punto 11	hora	08:57	08:35	09:02	09:35	08:58	09:01
	v (m/s)	0.266	0.289	0.272	0.224	0.256	0.2614
Punto 12	hora	09:02	09:02	09:11	09:42	09:06	09:12
	v (m/s)	0.281	0.226	0.276	0.148	0.129	0.212
Punto 13	hora	09:10	07:41	08:38	09:10	08:32	08:38
	v (m/s)	0.134	0.121	0.307	0.165	0.167	0.1788
Punto 14	hora	09:20	07:48	08:45	09:16	08:40	08:45
	v (m/s)	0.038	0.069	0.078	0.081	0.042	0.0616
Punto 15	hora	09:45	08:24	08:53	09:23	08:46	09:02
	v (m/s)	0.102	0.031	0.226	0.042	0.174	0.115
Punto 16	hora	09:51	08:31	08:59	09:30	08:53	09:08
	v (m/s)	0.098	0.074	0.106	0.084	0.098	0.092
Punto 17	hora	09:57	08:38	09:06	09:38	09:01	09:16
	v (m/s)	0.106	0.169	0.183	0.059	0.089	0.1212

Tabla 4.2. Medición de velocidades del aire en el atrio. Los puntos que aquí se detallan se pueden ver en la figura 4.4.

Desarrollo de la Investigación

En cuanto a las mediciones en las ventilas de la pared sur del edificio, los resultados de las velocidades de los flujos de aire hacia el interior del edificio fueron los siguientes (tabla 4.3):

		05-Ago-04	09-Ago-04	11-Ago-04	16-Ago-04	23-Ago-04	Promedio
Punto 1	hora	10:20	09:15	09:42	09:47	09:11	09:39
	v (m/s)	0.364	0.163	0.148	0.379	0.27	0.2648
Punto 2	hora	10:22	09:18	09:45	09:50	09:13	09:41
	v (m/s)	0.272	0.3102	0.125	0.257	0.357	0.26424
Punto 3	hora	10:25	09:22	09:48	09:52	09:16	09:44
	v (m/s)	0.398	0.39325	0.263	0.155	0.261	0.29405
Punto 4	hora	10:28	09:25	09:51	09:55	09:18	09:47
	v (m/s)	0.327	0.262	0.162	0.272	0.272	0.259
Punto 5	hora	10:30	09:28	09:54	09:57	09:21	09:50
	v (m/s)	0.19	0.244	0.213	0.214	0.183	0.2088
Punto 6	hora	10:50	09:45	09:57	09:59	09:24	09:59
	v (m/s)	0.127	0.189	0.241	0.316	0.232	0.221
Punto 7	hora	10:53	09:48	09:59	10:02	09:27	10:01
	v (m/s)	0.119	0.354	0.262	0.347	0.274	0.2712
Punto 8	hora	10:55	09:52	10:05	10:05	09:30	10:05
	v (m/s)	0.253	0.183	0.26	0.182	0.237	0.223
Punto 9	hora	10:58	09:56	10:08	10:08	09:32	10:08
	v (m/s)	0.25	0.298	0.254	0.264	0.218	0.2568
Punto 10	hora	11:00	10:01	10:12	10:10	09:35	10:11
	v (m/s)	0.3205	0.184	0.315	0.222	0.216	0.2515

Tabla 4.3. Medición de velocidades del aire las ventilas de la pared sur del edificio.

Finalmente se midieron velocidades promedio en los accesos (estando abiertos) al patio del primer piso (fachada oeste). Los resultados de dichas mediciones se detallan en la tabla 4.4. El acceso 1 se refiere a la puerta cercana a la oficina del Dr. Alejandro Rodríguez y el acceso 2 se refiere al acceso cercano a la oficina del Dr. José Luis Fernández.

Dia	05-Ago-06	09-Ago-06	11-Ago-06	16-Ago-06	23-Ago-06	Promedio
Hora	11:15	10:23	10:26	10:31	09:47	10:28
Acceso 1	0.735	0.469	1.036	0.548	1.498	0.8572
Acceso 2	0.814	0.945	1.481	0.692	1.137	1.0138

Tabla 4.4. Velocidades del flujo del aire hacia el interior del edificio por los accesos a la terraza.

4.2. DEFINICIÓN DE CONDICIONES A ANALIZAR

Para el desarrollo de esta tesis, se eligió simular las condiciones que representaran las condiciones extremas: una en invierno y otra en verano. Esta misma estrategia es la que usualmente se utiliza para los estudios de confort para poder diseñar entre las condiciones extremas. Finalmente se realizaron cuatro simulaciones, dos en el caso verano y dos en el caso invierno, utilizando diferentes suposiciones para ajustar las condiciones de frontera.

Para elegir las condiciones de frontera, se utilizaron los datos obtenidos en las mediciones ambientales del Mtro. Norberto Chargoy, realizadas con los sensores de presión y temperatura, cuyo método se detalló en el punto anterior. Todas las temperaturas y humedades se descargaron a una hoja de cálculo y se tomaron como condiciones climáticas de la simulación las temperaturas extremas encontradas para cada uno de los sensores exteriores (temperatura ambiente y temperatura del cristal). Como se detalló anteriormente, estos sensores fueron cambiando de posición, por ello se menciona en qué punto se encontraba instalado el sensor en ese momento, los resultados de temperaturas mínimas por sensor, para el caso invierno, fueron los siguientes (tabla 4.5):

	Temperatura mínima (°C)	Día	Hora	Posición	Humedad Relativa (%)
Sensor 1	1.17	30-Dic-04	7:00, 7:30	Ambiente	84.2
	1.17	17-Ene-05	07:30	Ambiente	82.7
	1.17	26-Dic-05	07:30	Ambiente	83.4
Sensor 2	10.99	30-Dic-04	7:30, 8:00	Becarios	47.3
Sensor 3	5.5	30-Dic-04	7:00, 7:30	Vidrio	
	5.5	17-Ene-05	7:00, 7:30	Vidrio	
Sensor 4	13.7	30-Dic-04	8:00 - 9:30	JLF Lámpara	45
	13.7	31-Dic-04	8:30 - 9:00	JLF Lámpara	45
	13.7	07-Ene-05	7:00 - 8:30	JLF Diana	47
Sensor 5	10.99	30-Dic-04	7:30 - 9:00	ARV Piso	46.2
Sensor 6	12.16	30-Dic-04	08:00	ARV Lámpara	45.9
Sensor 7	11.38	30-Dic-04	08:00	MSV Pared	48.2
Sensor 8	10.6	30-Dic-04	7:30 - 9:00	Pasillo	50.3
Sensor 9	11.77	30-Dic-04	7:30 - 9:00	MSV Piso	48.8

Tabla 4.5. Elección de la temperatura mínima para la simulación en condiciones de invierno.

Consistentemente, las temperaturas mínimas para todos los sensores se registraron el día 30 de diciembre de 2004, entre las 7:00 y las 9:00 a.m. De igual forma se encontró una temperatura mínima exterior (temperatura del cristal y temperatura ambiente) el día 17 de enero de 2005, entre las 7:00 y las 7:30 de la mañana. Finalmente se decidió tomar esta fecha como caso de referencia, pues es más representativo de las condiciones de ocupación de la torre, pues el día 30 de diciembre el instituto se encuentra vacío por las vacaciones de fin de año. La ausencia de ocupantes explica también la razón por la cual no se repiten las temperaturas mínimas en los sensores en el interior de la torre para condiciones exteriores iguales, pues no existe calor generado por los ocupantes ni computadoras encendidas o incluso las lámparas encendidas. Para la simulación se utilizarán los datos obtenidos a las 7:30 horas.

Para la simulación en casos extremos en el verano, las máximas temperaturas encontradas en cada uno de los sensores, fueron las siguientes (tabla 4.6):

Desarrollo de la Investigación

	Temperatura máxima (°C)	Día	Hora	Posición	Humedad Relativa (%)
Sensor 1	34.43	04-Jun-05	17:00 - 17:30	Ambiente	25.7
Sensor 2	29.5	06-Jun-05	17:30 - 18:00	Becarios	24.4
	29.5	10-Jun-05	17:30 - 18:00	Becarios	24.4
Sensor 3	59.1	18-Mar-05	7:00 - 7:30	Vidrio	
	59.1	04-Jun-05	16:00	Vidrio	
	59.1	09-Jun-05	17:30	Vidrio	
Sensor 4	30.71	09-Jun-05	19:30	JLFZ Diana	16
Sensor 5	27.12	08-Jun-05	20:00 - 20:30	ARV Piso	25.9
Sensor 6	30.31	10-Jun-06	18:00 - 18:30	ARV Lámpara	24.6
Sensor 7	28.7	06-Jun-05	19:00	MSV Pared	27.2
Sensor 8	29.9	10-Jun-06	18:00	Pasillo	24.5
Sensor 9	27.91	06-Jun-06	15:00 - 15:30	MSV Piso	24.91

Tabla 4.6. Elección de la temperatura máxima para la simulación en condiciones de verano.

En este caso, consistentemente las mayores temperaturas se encontraron del 4 al 10 de junio de 2005, después de las 5 de la tarde. Las temperaturas en el interior del edificio tienden a ser mayores después del pico máximo de temperatura externa. La fecha que se tomará como referencia para la simulación será el día 4 de junio, al registrar la mayor temperatura ambiente externa, así como la mayor temperatura en el cristal. Se simularán las condiciones que se encontraron a las 17:00 horas.

La evolución de las temperaturas de los diferentes sensores en los días 17 de enero de 2005 y del día 4 de junio de 2005, pueden verse en las siguientes gráficas (figuras 4.8 y 4.9):

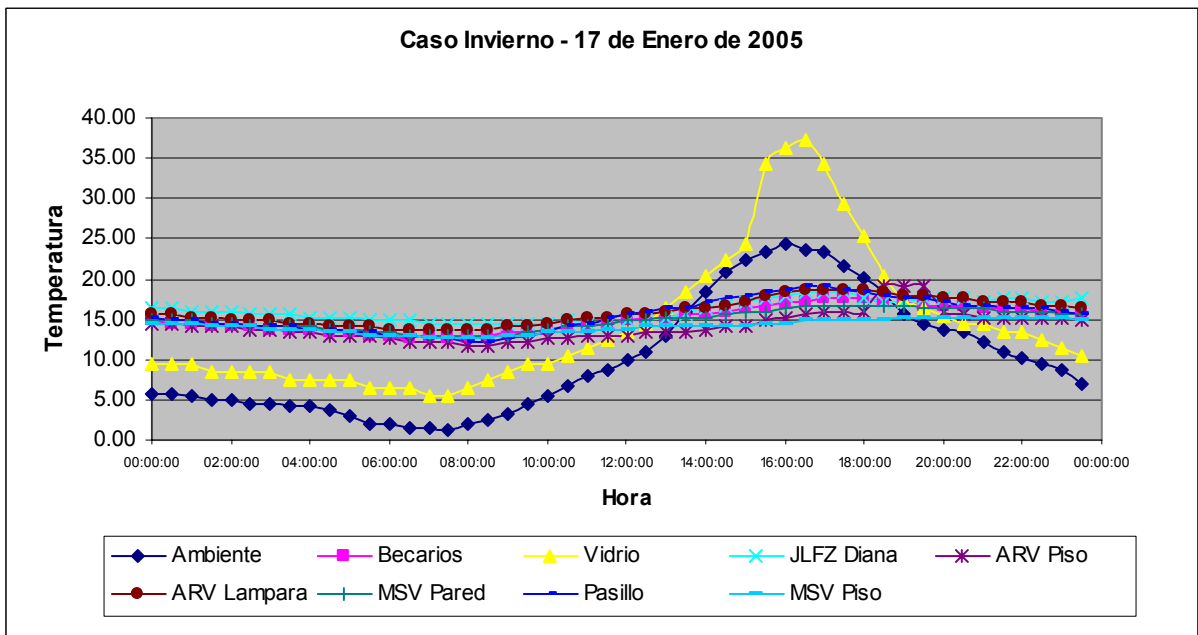


Figura 4.8. Evolución de temperaturas el día 17 de enero de 2005.

Desarrollo de la Investigación

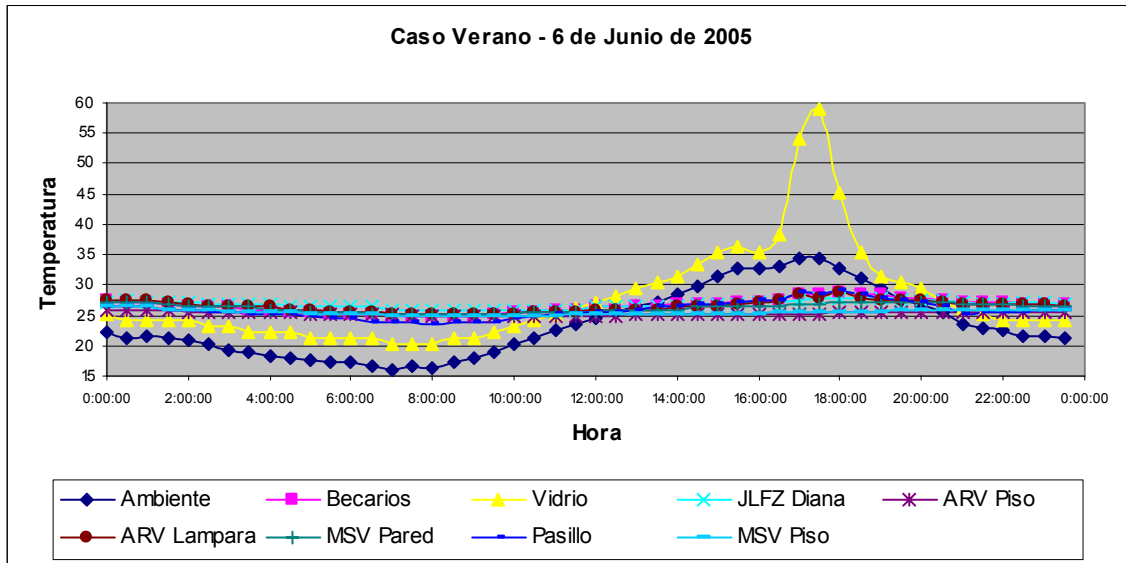


Figura 4.9. Evolución de temperaturas el día 6 de junio de 2005.

Es notorio en las figuras anteriores cómo la tendencia de las temperaturas exteriores (temperatura ambiente y temperatura del vidrio) se sigue también en el interior, pero el rango de variación es mucho menor que las condiciones externas.

En una primera fase, se utilizó la temperatura ambiente y las temperaturas superficiales de la pared como condiciones de frontera térmicas (casos invierno A y verano A). Sin embargo, los resultados obtenidos no fueron completamente satisfactorios, por lo que se decidió cambiarlas por condiciones menos extremas que representarían de una forma más adecuada el comportamiento térmico en el interior del edificio (casos invierno B y verano B). Esto se detallará más adelante en el trabajo. Para efectos de simplificar la lectura posterior, los cuatro casos simulados tendrán los siguientes nombres (tabla 4.7):

Caso	Suposiciones	Condiciones de Frontera
Invierno A	Se tomarán las temperaturas medidas con el equipo experimental para detallar las condiciones de frontera externa, y se compararán los resultados con las medidas en el interior	La temperatura ambiente y la temperatura de las paredes exteriores será igual a la temperatura medida
Invierno B	Debido a los efectos transitorios, a la inercia térmica del edificio y al error en la medición, se ajustarán las condiciones de frontera exteriores para obtener temperaturas en el interior similares a las medidas	La temperatura ambiente y de las paredes se ajustará para obtener temperaturas similares en el interior.
Verano A	Se tomarán las temperaturas medidas con el equipo experimental para detallar las condiciones de frontera externa, y se compararán los resultados con las medidas en el interior	La temperatura ambiente y la temperatura de las paredes exteriores será igual a la temperatura medida
Verano B	Debido a los efectos transitorios, a la inercia térmica del edificio y al error en la medición, se ajustarán las condiciones de frontera exteriores para obtener temperaturas en el interior similares a las medidas	La temperatura ambiente y de las paredes se ajustará para obtener temperaturas similares en el interior. La temperatura de las paredes será diferente a la de la pared oeste

Tabla 4.7. Definición de los casos a simular

4.3. SIMULACION NUMÉRICA

4.3.1. Geometría, Malla Computacional y División del Dominio

El primer paso para definir el modelo computacional es definir la geometría del dominio y crear una malla computacional adecuada para la discretización de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos. En los dos casos analizados, la geometría del dominio y su malla computacional fue la misma. La figura 4.10 muestra de nuevo el espacio que se simulará, así como zonas clave del edificio. El plano corresponde a una vista de planta del ala sur del primer piso de la torre de ingeniería:

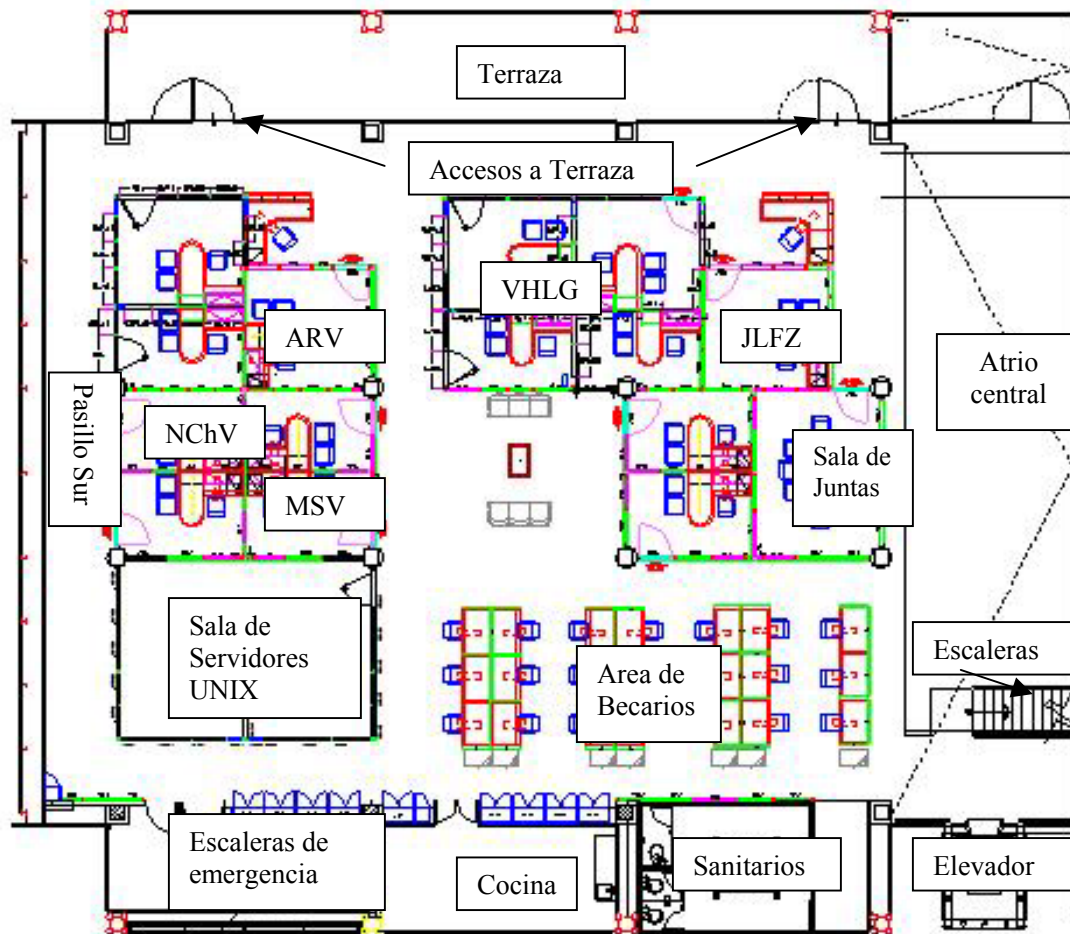


Figura 4.10. Vista de planta del ala sur del primer piso de la torre de ingeniería.

En este plano, el norte de edificio apunta hacia la parte izquierda del plano. En la parte inferior se encuentra uno de los dos elevadores, la cocina, los sanitarios y las escaleras de emergencia que se considerarán secciones adicionales al espacio simulado, y en la parte superior se encuentra la terraza. La simulación considerará únicamente el espacio donde se encuentran las oficinas de los investigadores y el área de becarios, así que se introdujeron dos sólidos en el modelo computacional en estas regiones para aislar el espacio que se desea estudiar. El modelo computacional correspondiente se muestra en la figura 4.11.

Desarrollo de la Investigación

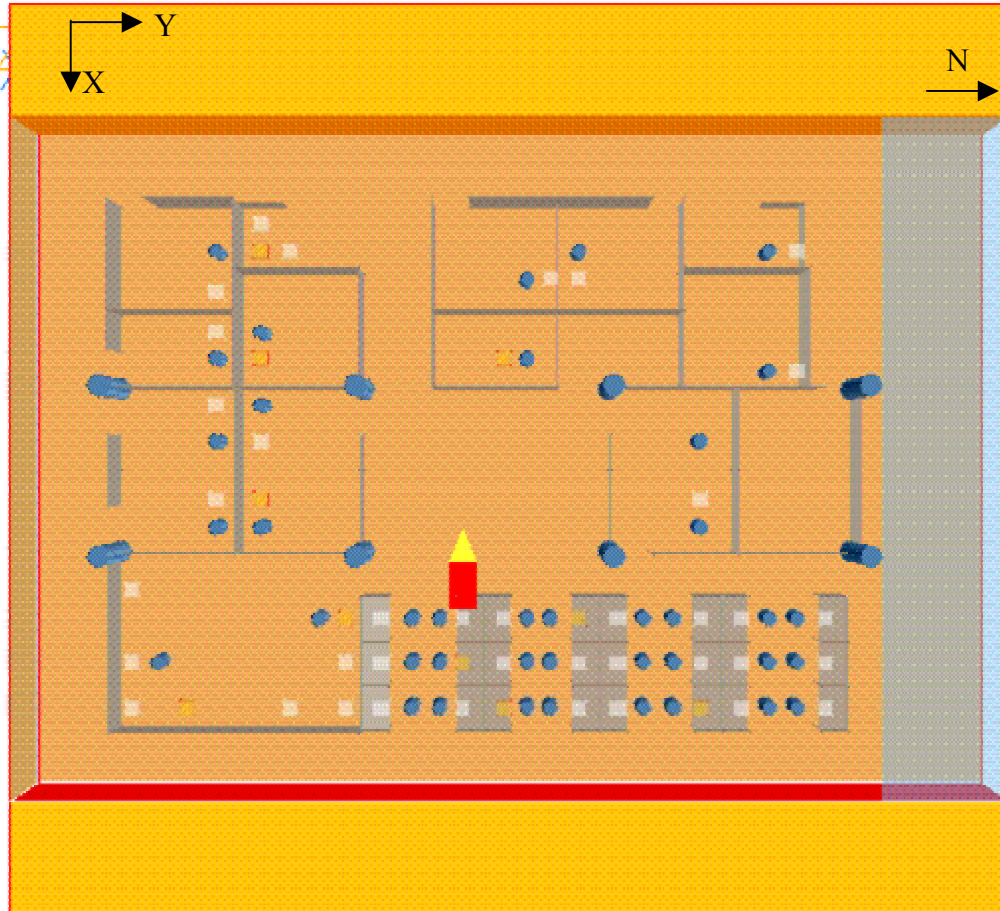


Figura 4.11. Dominio del modelo computacional.

Como puede apreciarse en la figura 4.11, las zonas citadas anteriormente se encuentran bloqueadas, y también pueden observarse claramente las divisiones entre los cubículos de los investigadores, así como el área de becarios y las columnas que sostienen la estructura del edificio. Los cilindros de menor diámetro y altura corresponden a personas y los cilindros de mayor tamaño corresponden a las columnas. Por otro lado, los cubos representan a computadoras u otros aparatos electrónicos como impresoras. Todas las paredes de las oficinas se simularon como placas sin espesor.

La geometría simplificada del dominio facilitó el uso de coordenadas cartesianas para la simulación. El eje "Y" apunta hacia el norte del edificio, el eje "X" apunta hacia el este del edificio y el eje "Z" corresponde a la altura, teniendo dirección positiva hacia el techo del piso. El origen se encuentra en la esquina superior izquierda y las direcciones positivas de los ejes son las que se muestran. El dominio tiene unas dimensiones de 25.5m en dirección "X", 28m en dirección "Y" y 3.5m de altura (dirección "Z"), correspondientes a las dimensiones del edificio incluyendo las áreas que no se quieren simular.

Una vez definido el volumen en el cual se simulará, el siguiente paso fue introducir las diferentes paredes, computadoras, personas y los bloqueos en la parte este y oeste. En Phoenix, estos se conocen como objetos que son introducidos en el dominio, cada objeto está definido por sus coordenadas (x,y,z) y su geometría (cilindro, placa, paralelepípedo, etc.). Dentro del código (archivo Q1) que se utilizó para la simulación, están detalladas todas esas coordenadas y dimensiones, las cuales definen completamente el dominio en el cual se realizó la simulación.

Desarrollo de la Investigación

Una vez definido el dominio, el siguiente paso para una simulación numérica es la generación de la malla computacional, que representa uno de los pasos más críticos de la simulación. La habilidad del analista es un factor importante para la construcción de una malla adecuada para la simulación⁹³. Aunque PHOENICS cuenta con algoritmos para facilitar esta tarea, se realizaron modificaciones menores al modelo para lograr la malla computacional.

El volumen del dominio se dividió en 49 celdas en dirección “X”, 72 celdas en dirección “Y” y 11 celdas en dirección “Z” para las dos simulaciones (invierno y verano), siendo un total de 38016 celdas. La distribución de estas celdas puede verse en la siguientes figuras (4.12 y 4.13):

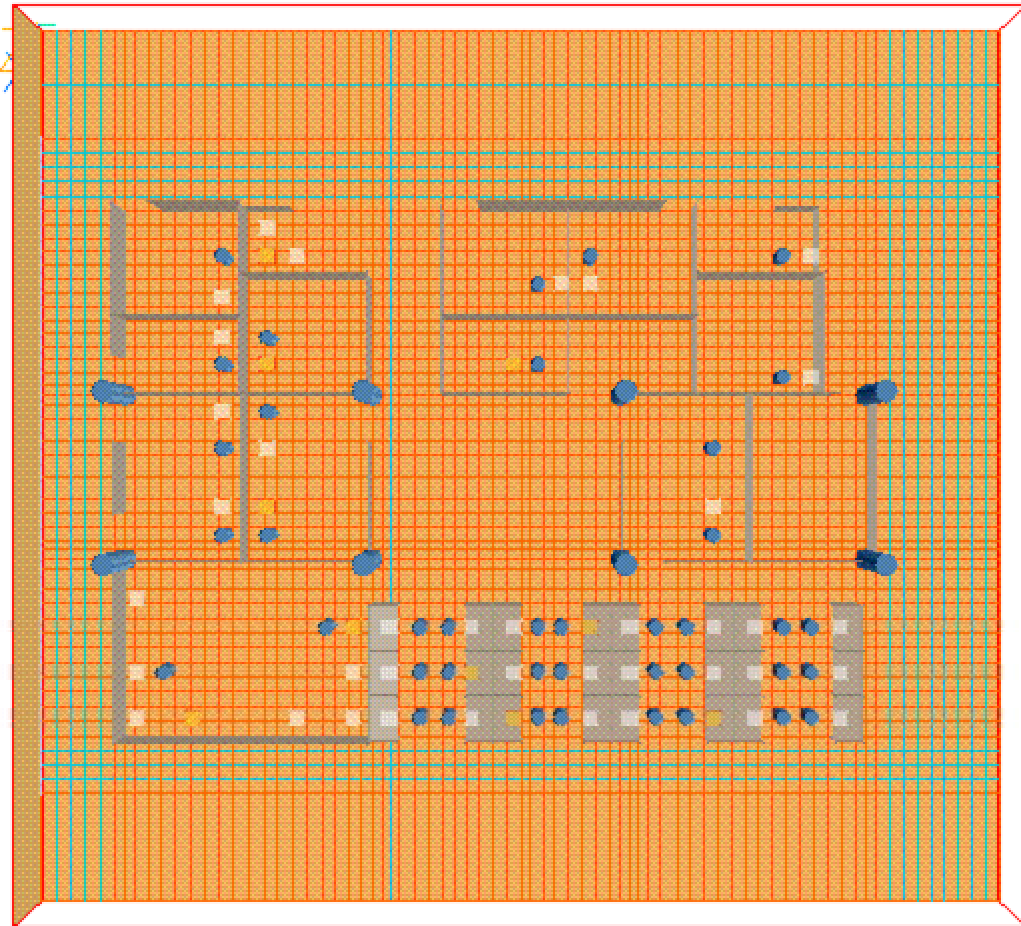


Fig. 4.12. Malla computacional utilizada. Vista de planta.

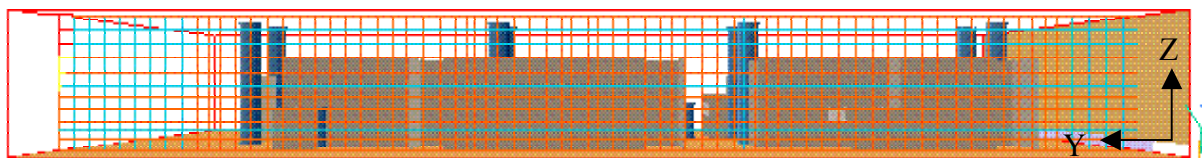


Fig. 4.13. Malla computacional utilizada. Espaciamiento de la malla en sentido vertical.

⁹³ Abanto, Juan / Barrero, Daniel / Reggio, Marcelo / Ozell, Benoit. Airflow modelling in a Computer Room. Pag 1394

Desarrollo de la Investigación

La distribución de las celdas de esta malla computacional logró a medida que se fueron introduciendo “objetos” en el dominio. Como se dijo, un objeto corresponde a cada una de las paredes, columnas, personas o computadoras dentro del dominio. Los límites de cada objeto corresponden a una división de la malla computacional, así que la generación de estas divisiones se logra a partir del propio software de PHOENICS, seleccionando la debida opción para que los objetos afecten a la malla computacional. La ventaja de esta opción es que se generan todas las “regiones” del dominio, de tal forma que los límites de los objetos corresponden con los límites de las celdas computacionales, evitando así mallas muy finas que generarán un tiempo de cómputo mayor sin representar ventaja alguna en exactitud de la misma.

Se buscó también que los objetos estuvieran alineados entre sí, todos ellos con las mismas dimensiones, logrando que todas las celdas fueran aproximadamente del mismo tamaño (aunque las dimensiones diferentes de las celdas no deben afectar al resultado). En promedio, las celdas tienen 40 cm de longitud por cada uno de sus lados. A continuación se detallan en la siguiente figura (4.14) cómo se formó la malla computacional a partir de los objetos cuya posición se muestra, así como la nomenclatura utilizada para nombrar los objetos (tal como aparecen en el archivo Q1 de PHOENICS).

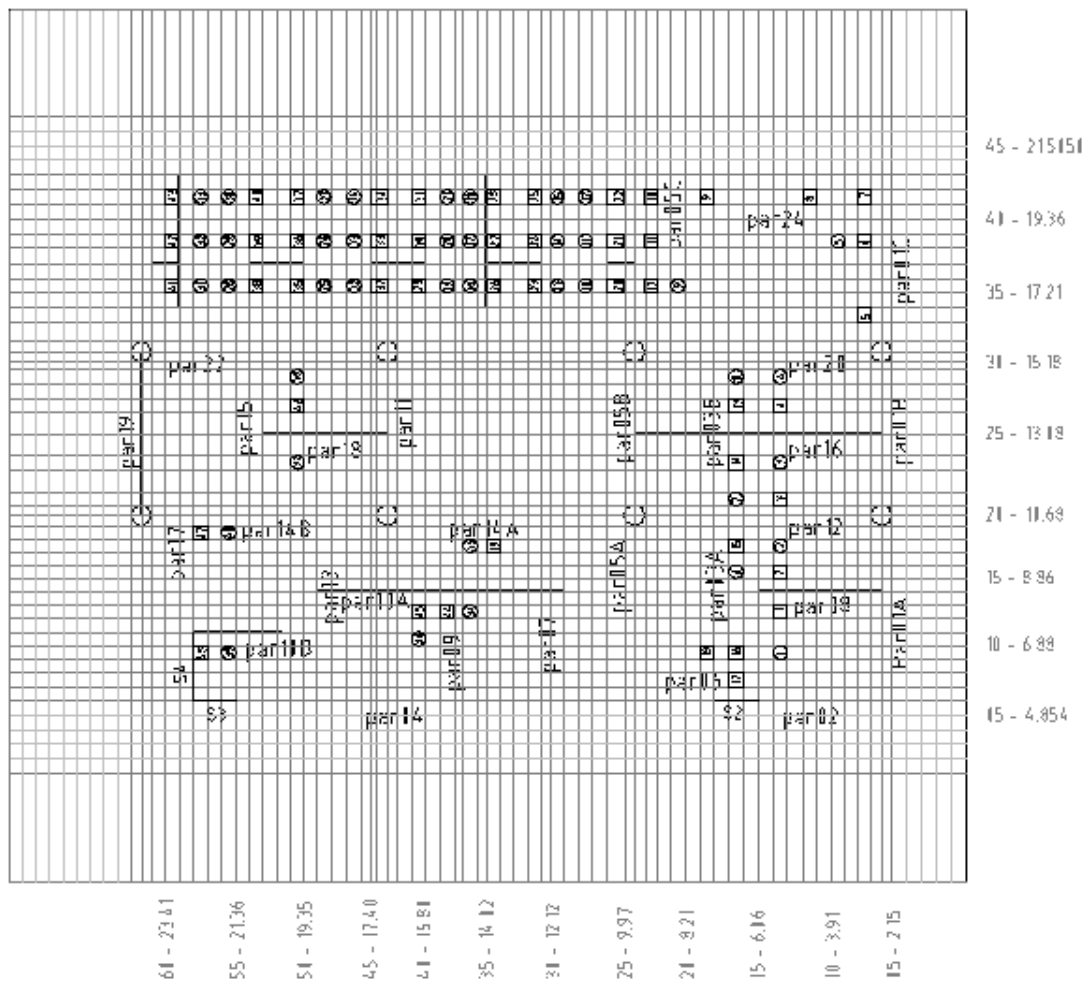


Figura 4.14. Malla computacional y objetos del dominio. Se muestra también el número y las coordenadas de algunas de las divisiones.

Desarrollo de la Investigación

Finalmente, en cuanto a la dependencia con el tiempo, la simulación se realizó en estado permanente con las condiciones elegidas de acuerdo a lo descrito en secciones anteriores. Se decidió realizar la simulación en estado permanente por simplicidad y eficiencia en el tiempo de cómputo, y siguiendo la metodología utilizada en realizada en estudios similares.

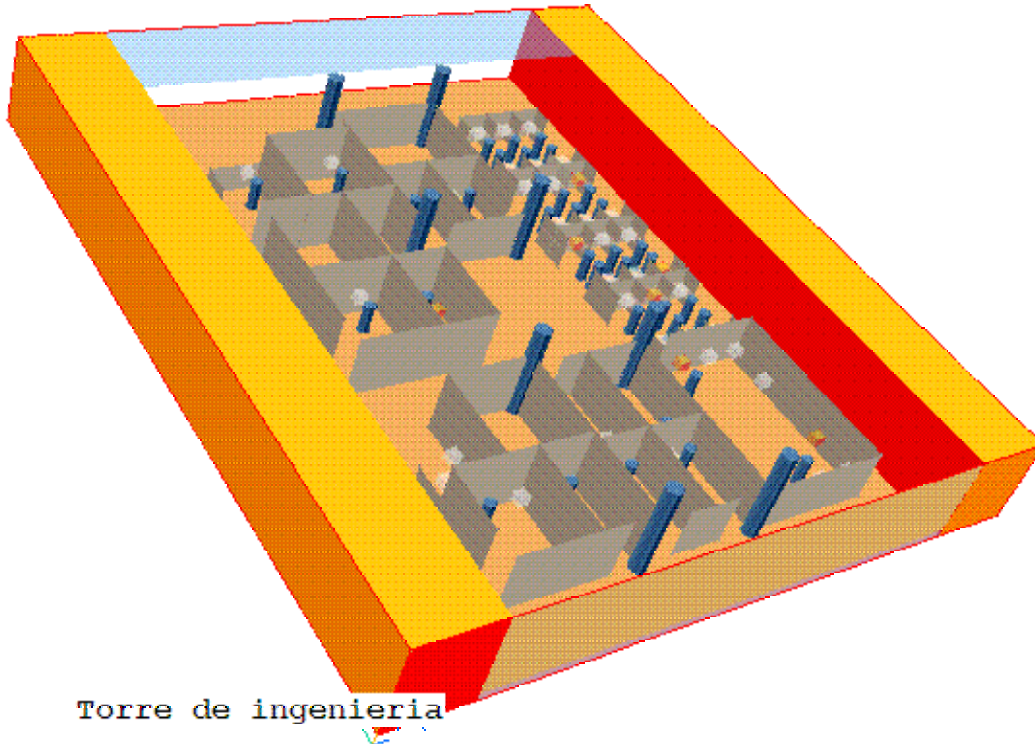


Figura 4.15. Vista isométrica del modelo computacional.

4.3.2. Parámetros físicos de la simulación

4.3.2.1. Propiedades del Fluido

La simulación se realizó con un solo fluido (monofásico), el fluido simulado fue aire utilizando la ley del gas ideal, es decir, sus propiedades dependen de la temperatura. Esta opción se encuentra pre-programada en el software, y las fórmulas para determinar las propiedades son las siguientes:

Para la densidad del aire (ρ_{aire}):

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{p + p_{\text{ref}}}{R_{\text{aire}} T_{\text{abs}}} \quad (4.1)$$

donde:

- p – presión manométrica del lugar (kPa)
- p_{ref} – presión de referencia (presión atmosférica) (kPa)
- R_{aire} – Constante del aire = 287.0017 (kJ/ kg-K)
- T_{abs} = Temperatura absoluta (K)

Desarrollo de la Investigación

Para la viscosidad dinámica del aire (μ_{aire}):

$$\mu_{\text{aire}} = -4.947 \cdot 10^{-6} + 4.584 \cdot 10^{-8} T_{\text{abs}} + 8.10 \cdot 10^{-11} T_{\text{abs}}^2 \quad (4.2)$$

Para el cómputo de las propiedades se consideraron una presión de referencia de $p_{\text{ref}} = 78$ KPa y una temperatura de referencia de $T_{\text{ref}} = 273$ K. Otras propiedades del fluido del dominio (aire) fueron:

Calor específico - $C_{p \text{ aire}} = 1004$ (J/K) – Constante

Conductividad térmica - $\lambda_{\text{aire}} = 0.0263$ (W/mK) - Constante

Coefficiente de expansión térmica - $\beta_{\text{aire}} = 0.00333$ (K^{-1}) - Constante

4.3.2.2. Ecuaciones de transporte y propiedades del flujo

Las ecuaciones de transporte que resolvió PHOENICS consistió un sistema de ecuaciones diferenciales de la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (3.2)$$

La forma general de esta ecuación y sus términos fueron explicados en el capítulo 3; para la simulación en la torre de ingeniería, el sistema de ecuaciones diferenciales incluyó la resolución de 5 variables (ϕ), que corresponden a las tres componentes de la velocidad ($\phi=u_j$), temperatura ($\phi=T$) y la ecuación de continuidad ($\phi=1$) para la solución de las presiones. Para todas las ecuaciones, el término transitorio fue eliminado al realizar la simulación en estado permanente. Los modelos de turbulencia, radiación y las fuentes adicionales como las fuerzas gravitacionales se detallarán más adelante; no se consideraron reacciones químicas en este trabajo.

El planteamiento de las ecuaciones de Navier-Stokes fue el de un flujo elíptico, en el cual no existe una dirección predominante del flujo, pues existían dos direcciones del flujo (en sentido hacia el atrio para los flujos que entran del exterior del edificio y en sentido vertical hacia arriba para los flujos debidos a la convección natural), además de permitir recirculaciones dentro del dominio. Se utilizó además la formulación de las ecuaciones algebraicas para una malla escalonada, y se consideró un flujo confinado, es decir, sin fenómenos de superficie libre y además como flujo incompresible.

En el caso de la formulación de la ecuación de la energía, se hizo para resolver la temperatura en lugar de la entalpía, que es la otra formulación posible. Esta formulación es la recomendada por PHOENICS para problemas de transferencia de calor conjugado. La ecuación incluía la derivada material de la presión y los términos de calentamiento cinético.

Desarrollo de la Investigación

4.3.2.3. Modelo de Turbulencia

No hay reglas definidas para elegir el modelo de turbulencia ideal para una simulación y se deben de considerar varios factores para dicha elección. El presente trabajo se realizó utilizando el modelo k-ε. El principio del modelo k-ε, desarrollado por Harlow y Nakayama en 1968, es calcular las variables utilizando las mismas ecuaciones que un flujo laminar, pero con una viscosidad incrementada por la turbulencia, llamada viscosidad efectiva, por lo tanto los esfuerzos cortantes turbulentos serán proporcionales a el gradiente de velocidades. El concepto principal del modelo k-ε es que la viscosidad efectiva (μ_T) será proporcional a la energía cinética turbulenta (k_T) al cuadrado e inversamente proporcional a la tasa de disipación de dicha energía, llamada épsilon (ε_T). El cálculo de k_T y ε_T se hace por medio de dos ecuaciones diferenciales de transporte. El modelo utilizado en PHOENICS es una adaptación a dicho modelo fue propuesto por Launder y Spalding en 1974:⁹⁴

$$\mu_T = K \frac{k_T^2}{\varepsilon_T} \quad (4.3)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \rho k_T + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i k_T - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_T}{\Gamma_{k_T}} k_T \right) \right) = \rho (Pk + Gb - \varepsilon_T) \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varepsilon_T + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \varepsilon_T - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_T}{\Gamma_{\varepsilon_T}} \varepsilon_T \right) \right) = \left(\frac{\rho \varepsilon_T}{k_T} \right) (C_1 Pk + C_3 Gb - C_2 \varepsilon_T) \quad (4.5)$$

$$Pk = \mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.6)$$

$$Gb = -\mu_T g_i \frac{1}{\rho \Gamma_H} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (4.7)$$

Donde

μ_T – Viscosidad turbulenta o efectiva

k_T – Energía cinética turbulenta

ε_T - Tasa de disipación de energía cinética turbulenta

Γ_x – Es el número de Prandtl de la variable x (k_T , H ó ε_T)

H - Entalpía

Pk – Tasa de producción de energía cinética turbulenta por esfuerzos cortantes (por unidad de volumen)

Gb – Tasa de producción de energía cinética turbulenta por fuerzas gravitacionales interactuando con gradientes de densidad (por unidad de volumen)

Y las constantes empíricas tienen los siguientes valores (propuestos por PHOENICS):

$$K = 0.09$$

$$\Gamma_k = 1.0$$

$$\Gamma_\varepsilon = 1.314$$

$$C_1 = 1.44$$

⁹⁴ www.cham.co.uk

Desarrollo de la Investigación

$$C_2 = 1.92$$

$$C_3 = 1.0$$

PHOENICS aplica este modelo cuando el número de Reynolds es alto (zonas turbulentas). Para las zonas cercanas a las paredes, utiliza las llamadas funciones de pared. Estas funciones se crearon por Patankar y Spalding (1967) porque las regiones cercanas a la pared tienen una variación muy rápida de la viscosidad turbulenta conforme la distancia a la pared aumenta, por lo tanto el esfuerzo cortante no puede ser calculado con la diferencia de velocidades y la distancia utilizando promedios aritméticos o armónicos de la viscosidad turbulenta. La función consiste en una fórmula empírica para proveer de condiciones de frontera en las regiones cercanas a las paredes. Las fórmulas conectan las condiciones en la pared a las variables dependientes cercanas al nodo de la malla utilizando la ley logarítmica. Las funciones de pared que utiliza PHOENICS son las siguientes;

$$\frac{u_r}{u_\tau} = \frac{\ln\left(\frac{E}{y^+}\right)}{k} \quad (4.8)$$

$$k_T = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{K}} \quad (4.9)$$

$$\varepsilon_T = \frac{K^{0.75} \cdot k_T^{1.5}}{ky} \quad (4.10)$$

donde:

u_r – Velocidad paralela a la pared en el primer nodo de la malla.

$$u_\tau - \text{velocidad de cortante} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.11)$$

τ_w – Esfuerzo cortante en la pared.

E – Parámetro de rugosidad

$$y^+ - \text{Distancia a la pared adimensional} = \frac{y \cdot u_\tau}{\mu} \quad (4.12)$$

y – Distancia perpendicular a la pared

k – Constante empírica

Las funciones de pared se aplican para las secciones cuya distancia adimensional a la pared (y^+) es entre 30 y 130 a menos que el usuario indique otro rango de aplicación.

Se realizaron también simulaciones con el modelo de turbulencia LVEL, pero el modelo k - ε arrojó resultados más cercanos a los medidos en la torre. Además se decidió utilizarse este modelo siguiendo a autores como Papakonstantinou, Kiranoudis y Markatos aplicado a el museo arqueológico de Atenas⁹⁵ o bien el trabajo de Gan, Awbi y Croome, en el estudio de flujos de aire en edificios naturalmente ventilados⁹⁶.

⁹⁵ Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C. Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens

⁹⁶ Gan, G / Awbi, H.B. / Croome, D.J. Simulation of Air Flow in Naturally Ventilated Buildings

Desarrollo de la Investigación

Aunque este modelo fue desarrollado para flujos con alto número de Reynolds, se ha aplicado para simulaciones de flujos en edificios con transferencia de calor, siendo que estos flujos no son completamente turbulentos. El modelo k-ε tiende a sobreestimar la cantidad de movimiento y la transferencia de calor si el flujo no es completamente turbulento. Para sobreponerse a este problema, los paquetes de CFD tienen la opción de tratar los flujos de manera cercana a las paredes (laminar) de manera diferente a los flujos lejanos a ellas (turbulento) utilizando las llamadas funciones de pared. Este mismo principio se aplicó a la simulación seleccionando la opción adecuada en PHOENICS, y que fue detallada anteriormente.

Otros modelos de turbulencia que se han utilizado en estudios de transferencia de calor en espacios interiores son el modelado con bajo número de Reynolds o bien modelos alternos del k-ε. También es posible utilizar las simulaciones de grandes remolinos (LES – Large Eddy Simulation), aunque el tiempo de cómputo se ve altamente afectado con estos modelos.

En base a los resultados físicamente plausibles y el uso de dicho modelo en estudios similares, se decidió no profundizar más en cuanto a la elección del modelo de turbulencia idóneo para este estudio.

4.3.2.4. Modelo de Radiación

Uno de los factores más importantes del confort térmico es la radiación térmica, una variable que varios autores no consideran en sus metodologías de diseño o evaluación del confort térmico, siendo que tiene una relevancia de magnitud similar a la temperatura ambiente. Una de las complejidades del confort térmico en espacios interiores es que los tres fenómenos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, tienen el mismo orden de magnitud y no se deberían de despreciar los efectos de ninguno de estos fenómenos.

PHOENICS tiene la ventaja de poseer varios algoritmos para calcular el intercambio de calor por radiación en sus simulaciones, adaptando un “modelo” de radiación de manera similar como se hace con los modelos de turbulencia. Estos modelos son idealizaciones matemáticas que simplifican la realidad y permiten realizar predicciones útiles. Para la simulación desarrollada en la torre de ingeniería se utilizó el modelo de radiación llamado IMMERSOL, que es una contracción para “immersed solids” (sólidos inmersos).

El modelo consiste en resolver una variable llamada T3, de una ecuación similar a la conducción de calor donde la conductividad depende de la naturaleza del medio, su temperatura y su distancia a las paredes cercanas. La definición de T3 es la siguiente:

$$T3 = \sqrt[4]{\frac{E3}{\sigma}} \quad (4.13)$$

donde:

T3 – Temperatura radiante en el modelo immersol (K)

σ - Constante de Stephan-Boltzmann = 5.67 x 10⁻⁸ W/(m²K⁴)

E3 – Radiosidad (W/m²)

Siguiendo este mismo principio, T3 será igual a la temperatura del sólido si el medio es un sólido. El siguiente paso es resolver la ecuación de energía, la cual contiene fuentes de radiación proporcionales a: $\sigma(T3^4 - T12^4)$ donde T12 es la temperatura a la cual se refiere la radiosidad de la ecuación de la

Desarrollo de la Investigación

energía siguiente (4.15), es decir, la temperatura del dominio. Las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento de T3 en este modelo son las siguientes:

Para calcular T3 dentro de los sólidos:

$$C_p \frac{dT3}{dt} - \text{div}(\lambda \text{grad}(T3)) = q \quad (4.14)$$

Para calcular T3 entre sólidos inmersos en el medio:

$$\text{div}(\gamma_{\text{rad}} \cdot \text{grad}(E3)) = (a + s) \cdot (E12 - E3) \quad (4.15)$$

Donde:

C_p – Capacidad térmica específica del sólido (J/K)

λ - Conductividad térmica del sólido (W/mK)

q – Fuente de calor por unidad de volumen (W/m²)

a – absorptividad del fluido

s – coeficiente de dispersión del medio (scattering coefficient)

$$\gamma_{\text{rad}} - \text{constante de ecuación para modelo Immersol. } \gamma_{\text{rad}} = \frac{1}{0.75 \left(\frac{a + s + 1}{WGAP} \right)} \quad (4.16)$$

WGAP – Distancia entre paredes adyacentes, calculada a partir de la ecuación de la escala de magnitud de turbulencia local (m).

Como se puede apreciar, el cálculo de este modelo requiere de conocer la distancia entre paredes adyacentes, para ello, PHOENICS se auxilia de algoritmos utilizados en algunos modelos de turbulencia para calcular su escala de magnitud (como la longitud de mezclado de Nikuradze) y a partir de este cálculo, estimar la distancia entre paredes adyacentes.

Este modelo ha sido probado exitosamente en geometrías simples y sus resultados en geometrías complejas han sido físicamente posibles y en el orden de magnitud adecuado. Este modelo desprecia cualquier dependencia con la longitud de onda, que comúnmente se toma como aceptable. Como cualquier otro modelo (como los modelos de turbulencia), sus resultados deben de tomarse con cuidado, pues hay que recordar que es simplemente una simplificación de los fenómenos complejos que representa. La decisión de utilizar este modelo fue aprovechar el cómputo de una variable adicional (T3) equivalente a una temperatura proporcional a la radiación, que se utilizará como una aproximación a la temperatura radiante media requerida para el cómputo del PMV.

Para demostrar la capacidad del modelo y validar la relación entre la temperatura radiante media, se realizó una simulación simple en PHOENICS. En esta simulación se buscó que las magnitudes de temperaturas y velocidades del aire fuesen similares a las que se podrían encontrar en el interior de un edificio.

El espacio consiste en un cuarto con dos paredes y con aberturas en el lado izquierdo y el lado derecho, el aire fluye de la izquierda hacia la derecha, entrando al espacio con una velocidad de 1 m/s a una temperatura de 23°C. El espacio mide 8m por 8m con una altura de 3m. Las temperaturas de las paredes, del piso y del techo se muestran también en la figura 4.16

Desarrollo de la Investigación

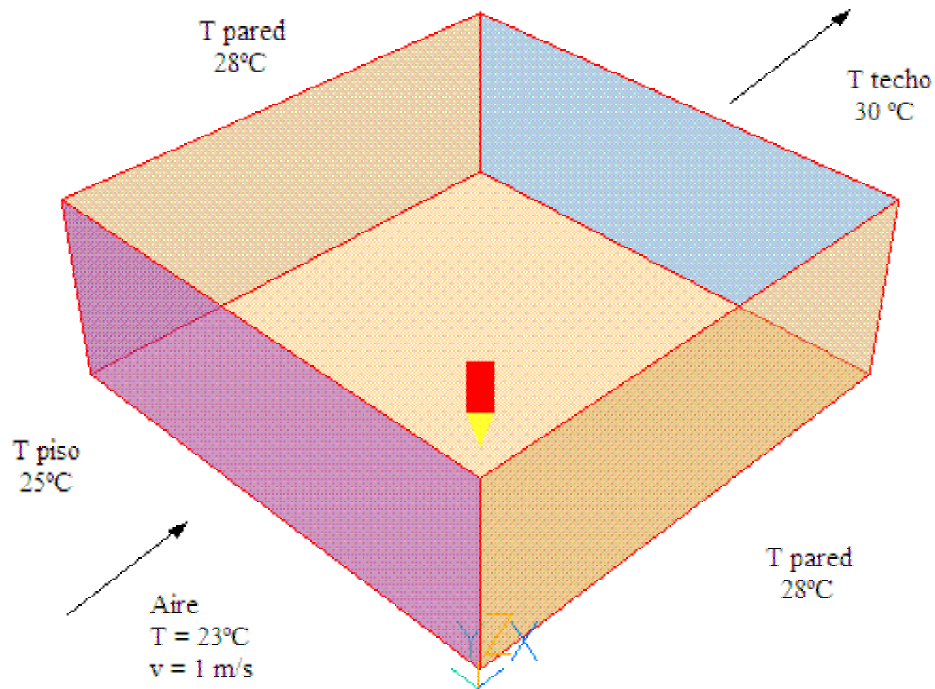


Figura 4.16 – Simulación realizada para demostrar la equivalencia entre la temperatura radiante media y la temperatura radiante simulada en PHOENICS.

Los resultados del cálculo de la temperatura radiante media (TRM) y la temperatura radiante simulada, se muestran en la tabla siguiente (4.8):

X	Y	Z	Techo F	Techo	Piso F	Piso	Pared 1 F	Pared 1	Pared 2 F	Pared 2	Entrada F	Entrada	Salida F	Salida	TRM	T3	Error absoluto	
0.1	0.1	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.21	28	0.11	23	0.21	23	0.018	27.5305479	26.54	0.99054787	
0.1	4	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.11	28	0.11	23	0.21	23	0.018	26.9238879	25.38	1.543887886	
0.1	7.9	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.018	28	0.21	23	0.21	23	0.018	27.5305479	26.54	0.99054787	
4	0.1	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.21	28	0.018	23	0.11	23	0.11	26.9633159	26.54	0.423315878	
4	4	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.11	28	0.11	23	0.11	23	0.11	26.3531937	25.38	0.97319373	
4	7.9	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.018	28	0.21	23	0.11	23	0.11	26.9633159	26.54	0.423315878	
7.9	0.1	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.21	28	0.018	23	0.018	23	0.21	27.5305479	26.64	0.89054787	
7.9	4	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.11	28	0.11	23	0.018	23	0.21	26.9238879	25.38	1.543887886	
7.9	7.9	0.1	30	0.22	25	0.34	28	0.018	28	0.21	23	0.018	23	0.21	27.5305479	26.54	0.99054787	
0.1	0.1	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.21	28	0.018	23	0.21	23	0.018	27.8300292	27.93	-0.099970796	
0.1	4	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.11	28	0.11	23	0.21	23	0.018	27.2251865	27.55	-0.324813456	
0.1	7.9	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.018	28	0.21	23	0.21	23	0.018	27.8300292	27.93	-0.099970796	
4	0.1	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.21	28	0.018	23	0.11	23	0.11	27.264496	27.93	-0.665504021	
4	4	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.11	28	0.11	23	0.11	23	0.11	26.6562154	27.55	-0.893784602	
4	7.9	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.018	28	0.21	23	0.11	23	0.11	27.264496	27.93	-0.665504021	
7.9	0.1	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.21	28	0.018	23	0.018	23	0.21	27.8300292	27.55	0.280029204	
7.9	4	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.11	28	0.11	23	0.018	23	0.21	27.2251865	27.55	-0.324813456	
7.9	7.9	1.5	30	0.28	25	0.28	28	0.018	28	0.21	23	0.018	23	0.21	27.8300292	27.93	-0.099970796	
0.1	0.1	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.21	28	0.018	23	0.21	23	0.018	28.1286188	28.96	-0.831381216	
0.1	4	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.11	28	0.11	23	0.21	23	0.018	27.5255808	29.65	-2.124419204	
0.1	7.9	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.018	28	0.21	23	0.21	23	0.018	28.1286188	28.96	-0.831381216	
4	0.1	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.21	28	0.018	23	0.11	23	0.11	27.5647725	28.96	-1.395227498	
4	4	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.11	28	0.11	23	0.11	23	0.11	26.9583206	29.65	-2.69167943	
4	7.9	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.018	28	0.21	23	0.11	23	0.11	27.5647725	28.96	-1.395227498	
7.9	0.1	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.21	28	0.018	23	0.018	23	0.21	28.1286188	28.96	-0.831381216	
7.9	4	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.11	28	0.11	23	0.018	23	0.21	27.5255808	29.65	-2.124419204	
7.9	7.9	2.9	30	0.34	25	0.22	28	0.018	28	0.21	23	0.018	23	0.21	28.1286188	28.96	-0.831381216	
															Media	27.4392219	27.71	
															Desv est	0.47036857	1.32	

Tabla 4.8 – Resultados del cálculo de la TRM y de la temperatura radiante simulada.

Desarrollo de la Investigación

Se compararon las temperaturas simulada (T3) y la calculada con la metodología de la temperatura radiante media, calculando los factores angulares, utilizando la figura 4.17⁹⁷. Se realizó la simulación, en la cual hubo convergencia de resultados para todas las variables, se realizaron 500 iteraciones.

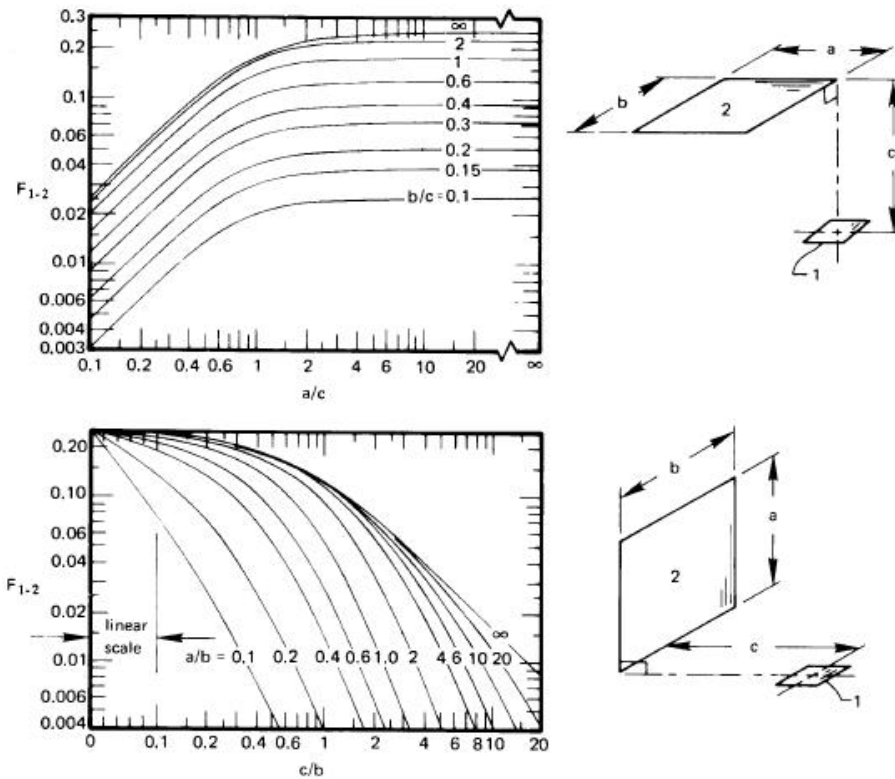


Figura 4.17 – Factores angulares para el cálculo de la temperatura radiante media.

El promedio de la temperatura radiante media fue de 27.439 °C con una desviación estándar de 0.47°C comparado con la temperatura simulada T3, con una media de 27.71 °C y una desviación estándar de 1.32°C para las muestras de 27 mediciones que se tomaron. Realizando una prueba de hipótesis al 95% de confianza, asumiendo que la media de T3 es igual a la media de la TRM, comprobamos que las dos temperaturas son iguales (valor del estadístico $t=1.005$, aceptando la hipótesis si $t < 1.68$), así que se utilizará T3 en lugar de la temperatura radiante media para propósitos de cálculos posteriores para esta tesis.

4.3.2.5. Modelo de Flotación

Las velocidades en el interior del edificio son muy pequeñas, es por ello que el modelo de flotación tiene gran importancia en la simulación. Las fuerzas de cuerpo gravitacionales son representadas como una fuente de cantidad de movimiento en las ecuaciones de Navier-Stokes (ecuación general de conservación para las 3 componentes de la velocidad).

La aproximación que se utilizó para considerar las fuerzas gravitacionales fue utilizar activar estas fuerzas por medio de diferencias de densidades contra una densidad de referencia. De esta forma aparecerá una fuerza proporcional a la diferencia de densidades:

$$(4.17)$$

⁹⁷ Lienhard V, John / Lienhard IV, John. A Heat Transfer Textbook. Pag 546.

Desarrollo de la Investigación

$$F_{buoy} = (\rho - \rho_{ref})g$$

donde:

F_{buoy} = Fuerza debido a las fuerzas gravitacionales por unidad de volumen (N/m^3)

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3)

ρ_{ref} = Densidad de referencia = 0.921 (kg/m^3), densidad calculada a 20 °C para una presión atmosférica de 78 KPa correspondiente a la presión atmosférica de la ciudad de México, considerando un 50% de humedad relativa⁹⁸.

g = Aceleración debida a la gravedad = 9.81 (kg/m^3)

Este término aparecerá en la ecuación de Navier-Stokes como una de las fuentes S en la ecuación para la velocidad en dirección z . Uno de los puntos clave para poder lograr convergencia al incluir la flotación es tener parámetros de relajación adecuados, los cuales se detallarán más adelante.

4.3.3. Condiciones de Frontera

Las condiciones de frontera fueron los parámetros que cambiaron en cada una de las dos simulaciones principales – verano e invierno. Cada uno de los objetos dentro del dominio representa las condiciones de frontera del modelo, así que se detallarán la forma en la que se simularon las condiciones de frontera de cada uno de los objetos dentro del dominio. Exceptuando las condiciones de frontera que interactúan con el ambiente exterior, se eligieron condiciones adiabáticas para simplificar el estudio y siguiendo estudios similares como el hecho por Abanto y otros en un cuarto con computadoras.⁹⁹

- Computadoras: Simuladas como bloqueo (no permite paso del fluido del dominio). El material que se utilizó para las computadoras fue el mismo del dominio pues al utilizarlas como fuente de calor de material metálico, se encontraron inconsistencias (temperaturas mayores a 1000 °C). Esta práctica es recomendada por PHOENICS en los casos de estudio que presenta su librería. En el caso estar encendida, funciona como fuente de calor, liberando 300 W; en caso contrario se consideró adiabática. Este parámetro de 300 W por computadora fue utilizado también por Chen en un estudio similar que también utilizó PHOENICS como software de simulación.¹⁰⁰
- Ocupantes: Bloqueos cilíndricos del mismo material del dominio, liberando 100 W en el caso de que la persona estuviera en su lugar. En caso de que la persona no estuviera en su lugar, se modeló como bloqueo adiabático del mismo material del dominio.
- Paredes interiores: Bloqueos representados como placas sin espesor. Al ser una idealización bidimensional no se especifica el material, simplemente que está presente un bloqueo sólido. Se simularon como paredes adiabáticas (sin transferencia de calor).
- Muebles de los becarios: También se simularon como bloqueos sin espesor y adiabáticos, de igual forma que las paredes. La arquitectura modular del instituto de ingeniería es similar en estos cubículos como en las oficinas de los investigadores.
- Columnas: Bloqueos cilíndricos adiabáticos de concreto.

⁹⁸ <http://www.cenam.mx/publicaciones/calculodensidad.asp>

⁹⁹ Abanto, Juan / Barrero, Daniel / Reggio, Marcelo / Ozell, Benoit. Airflow modelling in a Computer Room. Buildings and Environment 39 (2004). Pag 1395.

¹⁰⁰ Chen, Qingyan. Using computational tools to factor wind into architectural environment design. Energy and Buildings 36 (2004) pag 1205

Desarrollo de la Investigación

- Paredes este y oeste: Se representaron como bloqueos para eliminar la zona de la terraza (pared oeste) y la zona este donde está la cocina, armarios, sanitarios y las escaleras de emergencia (pared este). En caso de la pared este, se simuló como una pared de madera. En el caso de la pared oeste se simuló como un bloqueo de vidrio, mismo material de zona. Para tomar en cuenta los efectos de la radiación, se simularon como una temperatura constante igual a la temperatura del sensor tipo J (casos invierno A y verano A) que representa la medición de la temperatura superficial del vidrio, que fue diferente para el verano y para el invierno. En la simulaciones definitivas, se decidió tomar un valor menos extremo que pudiera representar de forma más adecuada las condiciones del edificio (casos invierno B y verano B).
- Pared sur: Se representó como una pared sin espesor, con una temperatura superficial constante igual a la temperatura medida en el sensor tipo J. De igual forma que las paredes este y oeste, este valor se modificó para adecuarse de forma más adecuada a las condiciones reales.
- Techo: Placa adiabática sin espesor.
- Piso: Placa adiabática sin espesor.
- Lámparas: Se simularon como una fuente de calor, irradiando 2320 W a lo largo de todo su volumen. Este valor corresponde a 20 W por cada luminaria, para un total de 116 luminarias a lo largo del techo del espacio simulado. Para representar el bloqueo al flujo que representan estos objetos, así como el bloqueo que representan los diferentes elementos estructurales del edificio, se decidió simular como una “porosidad”, considerando que el 10% del volumen está ocupado por materiales sólidos, y el 90% restante lo compone el material del dominio. Esta práctica ya no es recomendada por PHOENICS y es preferible modelar la geometría como se encuentra en la realidad, junto con los materiales adecuados. Se decidió simular de esta forma por economía del modelo.
- Ventilación: Entrada de flujo de aire constante (inlet). La velocidad de entrada fue constante de 0.2 m/s en el sentido horizontal y de 0.2 m/s en el sentido vertical. La temperatura de entrada fue el parámetro que cambió dependiendo las suposiciones del modelo, y fue diferente en los cuatro casos.
- Puertas: En el caso de que estuvieran abiertas se simularon como entradas de flujo de aire exterior constante. La velocidad propuesta fue constante de 0.8 m/s, perpendicular a la abertura y la temperatura varió dependiendo el caso de estudio. En el caso de que se simulara como puerta cerrada, se eliminó este objeto del dominio.
- Atrio: Se consideró como la única salida para el aire que entraba por las ventilas o por las puertas. Se simuló como una superficie de presión constante (modelo estándar propuesto por PHOENICS para simular las salidas de aire). Se consideró la temperatura de salida como el promedio de las temperaturas medidas en la torre a 3m de altura, siendo diferente en verano e invierno.
- Limite Norte: El piso del edificio está dividido a la mitad, y en la otra mitad se encuentra una distribución casi simétrica al ala sur. Para economía de la simulación, no se establecen condiciones de frontera en este extremo (no hay paredes, ni objetos) para así especificar condiciones de simetría con la otra mitad del edificio.
- Condiciones de flujo cercano a las paredes: Se utilizaron funciones de pared, como parte del modelo de turbulencia $k-\epsilon$. Éstas se describieron en la sección sobre el modelo de turbulencia elegido, y suelen utilizarse en este tipo de estudios.

Los parámetros del modelo que se cambiaron en cada uno de los casos fueron los siguientes (tabla 4.9), estos mismos parámetros son los que se modificaron en estudios similares como el de Papakonstantinou, Kiranoudis y Markatos¹⁰¹:

¹⁰¹ Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C. Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens

Desarrollo de la Investigación

	Invierno A	Invierno B	Verano A	Verano B
Temperatura exterior (Temperatura del flujo de entrada por ventilas y puertas)	1.17 °C	7.5 °C	34.43 °C	23 °C
Temperatura superficial en la pared oeste (Sensor tipo J)	5.5 °C	11.5 °C	59.1 °C	35 °C
Temperatura superficial en las paredes sur y este	5.5 °C	11.5 °C	59.1 °C	25 °C
Velocidad de entrada del flujo por las ventilas (a 45° con respecto al piso)	0.282 m/s	0.282 m/s	0.282 m/s	0.282 m/s
Velocidad de entrada del flujo por las puertas	0 m/s	0 m/s	0.8 m/s	0.8 m/s
Número de personas (100 W por persona)	9	9	27	27
Número de computadoras (300 W por computadora)	10	10	31	31
Calor generado por las lámparas (todas encendidas)	2320 W	2320 W	2320 W	2320 W
Temperatura del aire del flujo de salida por el atrio	12.93°C	12.93°C	28.44°C	28.44°C

Tabla 4.9. Condiciones de frontera para los diferentes casos de estudio

La distribución de las computadoras encendidas y de los ocupantes se muestra a continuación, mostrando en como cubos rojos las computadoras encendidas, y como cilindros rojos los ocupantes:

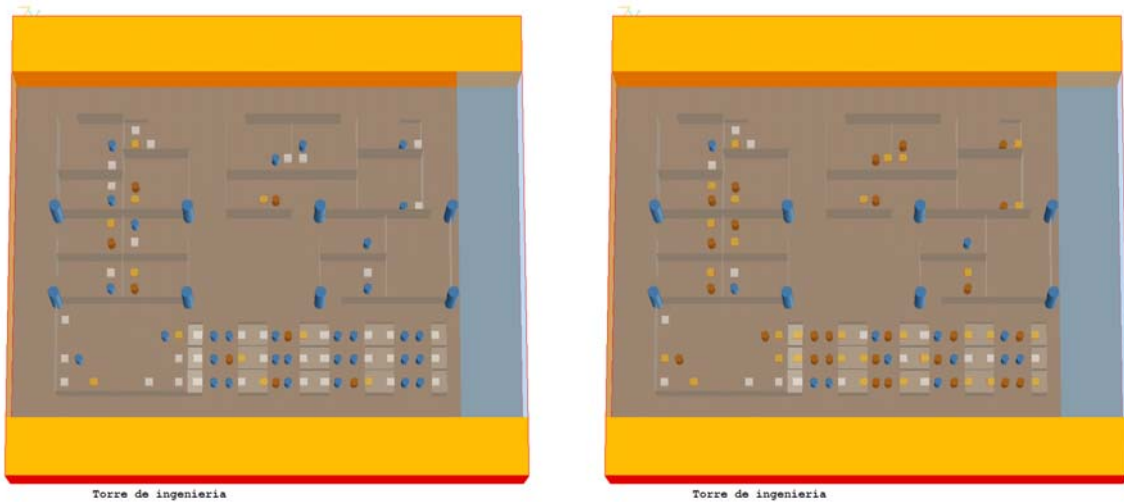


Fig. 4.18 – Distribución de las computadoras y ocupantes. Izquierda - Caso invierno. Derecha – Caso verano. En el caso verano se tienen más computadoras encendidas y ocupantes.

4.3.4. Parámetros numéricos de la simulación

Los parámetros numéricos de la simulación son aquellos que se especifican para controlar la solución en cada una de las iteraciones y no afectan el resultado de la simulación, y afectan únicamente la velocidad en la cual se llegará a una solución o bien precisión que se quiere de los resultados. En el caso de la relajación de las variables existe de dos tipos, lineal o como transitorio falso (también llamado inercial). Para cada variable se especifica qué tipo de relajación se utilizó, siendo consistente

Desarrollo de la Investigación

con las prácticas recomendadas por Phoenics y las utilizadas en trabajos similares. Los parámetros utilizados fueron los siguientes:

Parámetro	Invierno A	Invierno B	Verano A	Verano B
Número total de iteraciones (en caso de no llegar al criterio de convergencia)	40000	25000	8000	8000
Criterio de convergencia (exactitud requerida para continuar iterando una variable)	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
Factores de relajación				
Presión (lineal)	0.3	0.3	0.08	0.08
Componentes de velocidad (inercial)	0.04	0.05	0.02	0.02
Modelo K-E (lineal, para las variables K y EP)	0.5	0.5	0.5	0.5
Temperatura radiante (inercial)	1×10^5	1×10^7	1×10^7	1×10^7
Temperatura (inercial)	1×10^4	1×10^6	1×10^6	1×10^6
Factor de sobrerelajación (lineal)	1.5	1.5	1.0	1.0
Valores iniciales de las variables (para la primera iteración)				
Presión (Pa)	1.32	1.32	1.32	1.32
Componente x de la velocidad (m/s)	-2.4×10^{-3}	-2.4×10^{-3}	-2.4×10^{-3}	-2.4×10^{-3}
Componente y de la velocidad (m/s)	6×10^{-4}	6×10^{-4}	6×10^{-4}	6×10^{-4}
Componente z de la velocidad (m/s)	5×10^{-2}	5×10^{-2}	5×10^{-2}	5×10^{-2}
Energía Cinética turbulenta (modelo KE) (J)	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}
Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (modelo KE) (1/s)	3×10^{-5}	3×10^{-5}	3×10^{-5}	3×10^{-5}
Temperatura Radiante (°C)	5.5	12.5	40	40
Temperatura del Fluido (°C)	5	11	35	35

Tabla 4.10. Parámetros numéricos de los diversos casos de estudio

Como se comentó anteriormente, el planteamiento de las ecuaciones diferenciales fue el de un flujo elíptico, el cual se recomienda cuando no hay una dirección predominante del flujo. En cuanto a la discretización de las ecuaciones diferenciales, se utilizó el sistema de diferenciación híbrido, el cual es recomendado para estas condiciones.

En cuanto al control de las iteraciones, se utilizó el método slabwise (por rebanadas) para todas las variables exceptuando la Presión y la Temperatura que se resolvieron por el método del campo completo. Esta combinación es la recomendada por Phoenics como estándar. En el método por rebanadas se elige una superficie (un valor constante en la dirección “i”, “j” o “k”) en la cual los valores de las variables dependen de las celdas que tiene a su alrededor en la misma superficie, mientras que la relación entre superficies vecinas se basan en el valor encontrado en la iteración anterior. En el caso de las variables resueltas por el método del campo completo, el valor de la variable depende del valor encontrado en la iteración anterior.

Se utilizó también la formulación de las ecuaciones con el algoritmo “SIMPLEST” que es una variación del método SIMPLE (Semi-IMPlicit Pressure Linked Equations) para convertir la ecuación de continuidad como la ecuación requerida para el campo de presiones, siendo que el término de la presión no aparece en esta ecuación de continuidad. La diferencia entre ambos algoritmos es la forma en que se formulan las ecuaciones de cantidad de movimiento. Este algoritmo produce convergencia de una manera menos abrupta y con menor relajación. En estudios similares de confort en interiores se suelen utilizar estos métodos, como es el caso de Chen¹⁰², Gan¹⁰³ y Markatos.¹⁰⁴

¹⁰² Chen, Qingyan - Using computational tools to factor wind into architectural environment design

4.3.5. Optimización de los parámetros de la simulación

Los parámetros y condiciones de frontera que se eligieron para la simulación son resultado de la mayor parte del desarrollo de este trabajo. La precisión de la solución numérica depende en gran medida de la exactitud de las condiciones de frontera y la forma en que se integran en el modelo. Las variables elegidas para los modelos que se presentan en esta tesis, fueron producto de una refinación del modelo, buscando encontrar el conjunto de condiciones que representara de forma más adecuada la realidad y que al mismo tiempo arrojará resultados coherentes. La secuencia que se siguió para encontrar el modelo final fue la siguiente:

1. Desarrollo de la propuesta la geometría del dominio, representando únicamente las paredes y los lugares de los becarios. Se resolvió únicamente la mecánica de fluidos, sin la transferencia de calor. Las entradas de flujo eran las mismas que en el modelo final, pero la salida de los mismos se consideró todo el límite.
2. Incorporación de los ocupantes y las computadoras al dominio, refinando la malla a la condición que se presenta en el modelo final. Además se cambió la salida del flujo a la condición final.
3. Se añadieron los efectos de transferencia de calor por los ocupantes y las computadoras (todas eran fuentes de calor).
4. Se añadieron los efectos gravitacionales. Este fue uno de los puntos más difíciles del trabajo pues la convergencia se encontró hasta encontrar una relajación adecuada para la temperatura.
5. Se añadió el modelo de radiación immersol.
6. Hasta este punto, todas las simulaciones anteriores se hicieron considerando condiciones ambientales promedio entre verano e invierno. Se hicieron diferentes modelos considerando puertas abiertas o cerradas para un análisis comparativo de las mismas. Entonces se desarrollaron los dos modelos – verano e invierno, utilizando los datos que alimentan al modelo de acuerdo a las mediciones que se hicieron en la torre de ingeniería.
7. Se trabajó con la optimización de las condiciones de frontera del modelo, comparando los resultados de las simulaciones con las mediciones reales en el Instituto a las condiciones dadas. Entre varios ejemplos de cambios en los parámetros de la simulación estuvieron los materiales, las temperaturas internas en las paredes, columnas, techo y piso (en lugar de adiabáticas), se cambió la densidad de referencia y la presión de referencia (a la de la ciudad de México). También se añadió la fuente de calor de las lámparas, así como el bloqueo al flujo que representan.
8. Se hicieron varios intentos de realizar una simulación en estado transitorio, sin éxito. No se encontró un valor adecuado a los parámetros de tiempo de las simulaciones que pudieran representar el cambio de las condiciones en 30 minutos de tiempo transcurrido. El tiempo de cómputo en estado permanente era ya significativo y el tener que realizar el mismo proceso por cada aumento en el tiempo representaba un gran tiempo de cómputo. Nunca se tuvo una solución convergente.
9. Se optimizaron los parámetros numéricos de la simulación: relajación, número de iteraciones y condiciones iniciales, con el fin de optimizar el error relativo y el tiempo de cómputo.
10. Finalmente se fueron modificando las temperaturas externas del modelo (temperatura ambiente y temperatura superficial de las paredes que dan al exterior del edificio).

¹⁰³ Gan, G / Awbi, H.B. / Croome, D.J. Simulation of Air Flow in Naturally Ventilated Buildings

¹⁰⁴ Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C. Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens

5. RESULTADOS

A continuación se detallarán los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas. Como se menciona anteriormente, se realizaron cuatro casos de estudio, de los cuales decidí sólo reproducir las figuras de dos de ellos, estos son el caso invierno B y el caso verano B; pues los resultados fueron más apegados al comportamiento térmico en el interior del edificio. En los anexos, se podrán encontrar los resultados correspondientes a los casos invierno A y verano A. Estos casos se simularon con condiciones muy extremas que provocaban que las condiciones en el interior del edificio fuesen extremas también y muy alejadas de su magnitud real.

5.1. VERIFICACIÓN DE LA SIMULACIÓN

Uno de los factores para el éxito de un modelo computacional es su convergencia. Se dice que una simulación es convergente cuando los residuales (o errores) en las ecuaciones disminuyen a medida que la solución iterativa continúa. Existen tres factores para evaluar la convergencia:

1. Balanceo de las fuentes
2. Comportamiento de los residuales
3. Comportamiento de los valores de las variables

A continuación se detallarán los resultados de la convergencia de la simulación. Los datos de la tabla 5.1 que corresponden a los resultados del archivo Result y representan los valores globales de la variable resuelta en la ecuación diferencial y no de un punto en particular.

Variable	Caso Invierno B			
	Suma fuentes	Suma sumideros	Suma neta	Diferencia relativa
U1	8.75E-03	-5.75E-03	3.01E-03	34.33%
V1	2.25E-01	-2.38E-01	-1.31E-02	5.50%
W1	2.24E-01	-6.12E+02	-6.12E+02	99.96%
R1	1.12E+00	-1.12E+00	-6.00E-06	0.00%
KE	1.12E-04	-8.03E-02	-8.02E-02	99.86%
EP	1.22E-05	-4.67E+00	-4.67E+00	100.00%
T3	1.06E+03	-4.43E+02	6.15E+02	58.14%
TEM1	3.22E+05	-3.20E+05	1.71E+03	0.53%

Tabla 5.1. Comportamiento del balance de las ecuaciones, caso invierno B.

Variable	Caso Verano B			
	Suma fuentes	Suma sumideros	Suma neta	Diferencia relativa
U1	2.98E+00	-1.65E-01	2.81E+00	94.44%
V1	2.17E-01	-2.22E+00	-2.00E+00	90.23%
W1	2.24E+02	-4.54E-01	2.24E+02	99.80%
R1	4.77E+00	-4.77E+00	2.00E-06	0.00%
KE	6.05E-03	-5.36E-01	-5.30E-01	98.87%
EP	6.28E-04	-4.74E+00	-4.74E+00	99.99%
T3	9.18E+02	-2.14E+03	-1.22E+03	57.12%
TEM1	1.43E+06	-1.44E+06	-5.22E+03	0.36%

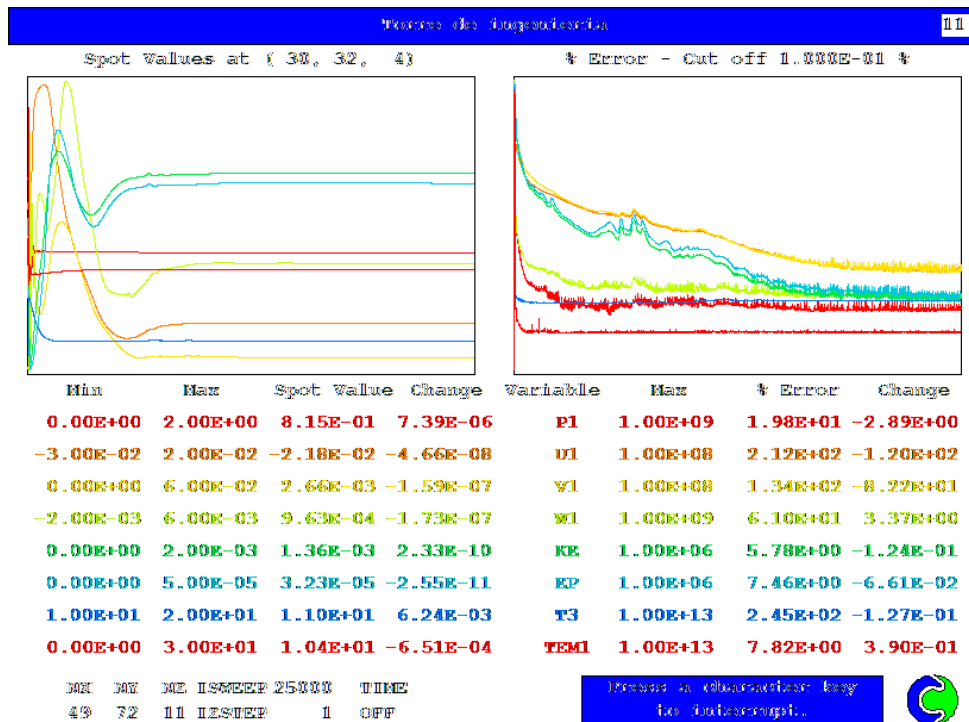
Tabla 5.2. Comportamiento del balance de las ecuaciones, caso verano B.

Resultados

Un buen balance entre fuentes y sumideros es una característica de un modelo convergente, aunque no siempre se logran balances convergentes (menor a 1% de diferencia relativa), usualmente se debe lograr la convergencia en la ecuación de continuidad (variable R1) y de la energía (variable TEM1), como sucedió tanto en el caso invierno como en el caso verano, de acuerdo a la tablas 5.1 y 5.2 (aunque esto no signifique necesariamente que el modelo sea convergente, se deben de revisar el comportamiento de alguno de los puntos y los residuales). La causa de que no se balanceen las ecuaciones de cantidad de movimiento son las obstrucciones sólidas (que en el modelo abundan) que deben ser modeladas como una fuente y no aparecen en el balanceo de las mismas. Se pueden lograr mejores balances, pero a costa de grandes recursos de tiempo de cómputo sin lograr un cambio substancial en la simulación.

Para evaluar el comportamiento de la progresión del cambio de una variable a lo largo de las iteraciones tenemos a continuación las figuras 5.1 y 5.2. Las gráficas de la izquierda corresponden al comportamiento de las variables resueltas en cierto punto (spot values) y las gráficas de la derecha grafica los residuales (o errores) de las variables en este mismo punto. Se eligió mismo punto de control para ambas simulaciones, al centro del modelo, que corresponde a la celda de cuyas coordenadas (30, 32,4), y cuyas coordenadas físicas son (14.75m, 12.65m, 0.925m).

En las gráficas de la izquierda (comportamiento de las variables en un punto) es notoria una fluctuación durante las primeras iteraciones, pero a la larga los valores tienden a estabilizarse y a verse graficado como una línea horizontal, reflejando que el valor se mantiene constante conforme las iteraciones van progresando. En las gráficas de la derecha tenemos los errores asociados a dichos valores, y vemos que conforme aumenta el número de iteraciones, los errores van disminuyendo: a una tasa mayor al inicio y disminuyendo esta tasa hasta casi parecer horizontal. Con el conjunto de estos dos comportamientos, se puede concluir que la simulación es convergente, aunque los errores no puedan disminuir a valores inferiores (menor al 1% de error). Usualmente la temperatura radiante y la temperatura llegaban a su limite en pocas iteraciones, mientras que la presión, las componentes de velocidad y las variables del modelo de turbulencia, eran sensibles muy sensibles a la cantidad de iteraciones.



Resultados

Fig. 5.1. Pantalla de control de convergencia de la simulación. Caso invierno B.

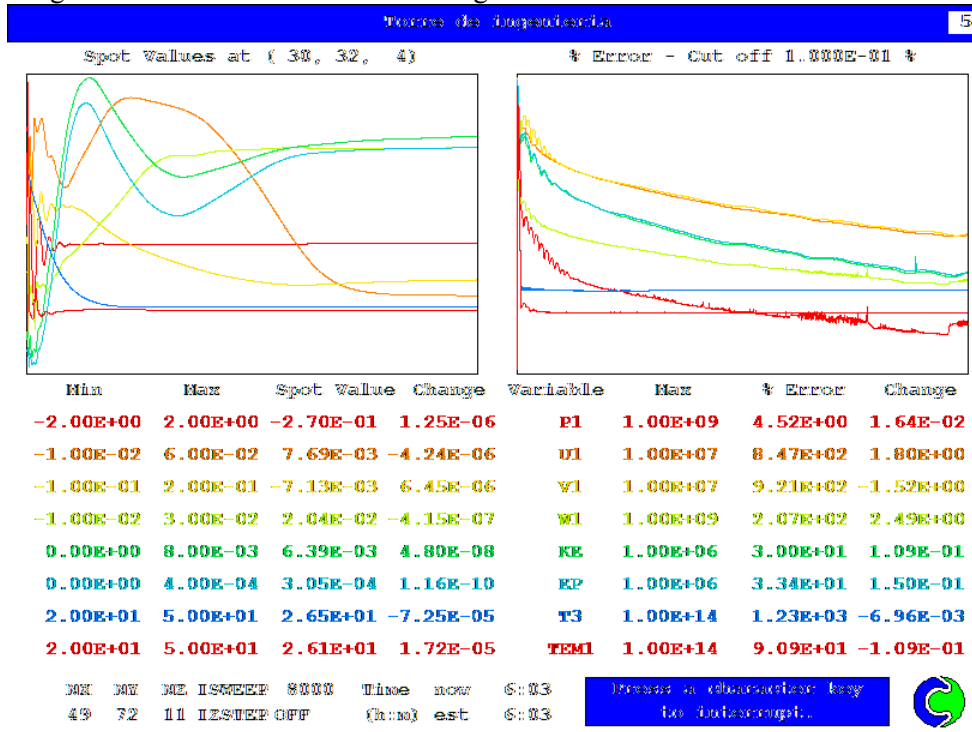


Fig. 5.2. Pantalla de control de convergencia de la simulación. Caso verano B.

Para lograr la convergencia del modelo se tomaron las siguientes acciones:

1. Elección de condiciones iniciales
2. Elección de los parámetros de relajación

Con los resultados preliminares que se fueron obteniendo en las simulaciones, se fueron modificando las condiciones iniciales (esto es, la primer serie de valores que el Phoenics adivina para la primera iteración), con esto se logra tener menores fluctuaciones y de igual forma se llega a la solución de una forma más rápida.

En cuanto a los factores de relajación, el modelo computacional aplicado a los dos casos de estudio, requirió de ajustes en estos factores para obtener una mejor solución. A continuación se muestran unas gráficas que muestran la relación de los factores numéricos con el error (figuras 5.3 a 5.8). Cada punto de estas gráficas representó una corrida diferente de la simulación, y se tomaron siempre las simulaciones en los casos invierno A y verano A. A partir de los hallazgos de los factores de relajación en estos casos, el comportamiento en los otros casos deberá ser el mismo.

En las figuras (5.3 a 5.8) puede verse la variación tanto del error como de la variable con respecto a su factor de relajación. En todas estas curvas, existe un punto que sobresale (en forma circular), que corresponde al valor de la simulación definitiva (valor de la variable como su error), tanto en verano como en invierno. En general la conducta de la magnitud de la variable con respecto a los factores de relajación es a mantenerse constante, exceptuando por las simulaciones del caso verano, en el cual hubo un error en las condiciones de frontera anteriores, que se corrigió para la simulación final. Con esto podemos demostrar que los factores de relajación no alteran los valores de la iteración, sino que alteran únicamente la velocidad y la exactitud del cómputo.

Resultados

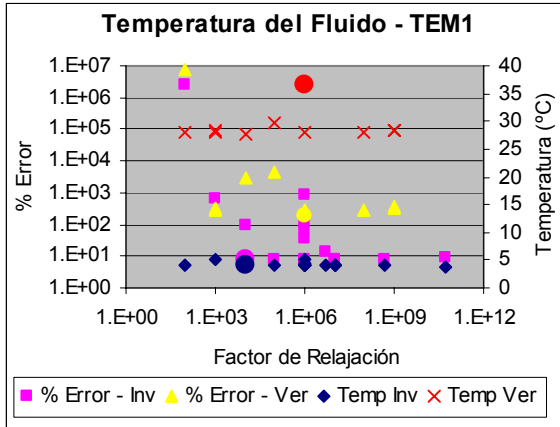


Fig. 5.3. Variación de la temperatura del fluido y su error respecto a su factor de relajación.

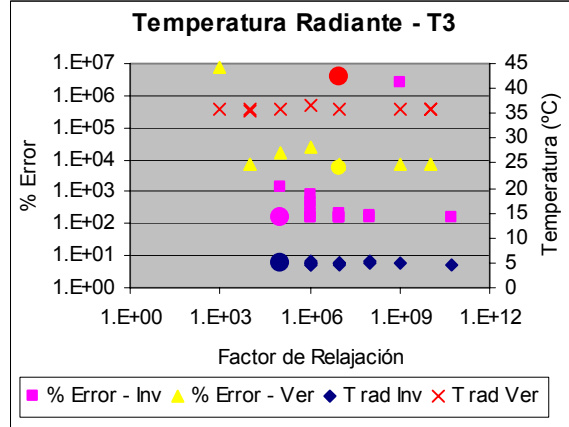


Fig. 5.4. Variación de la temperatura radiante y su error con respecto a su factor de relajación.

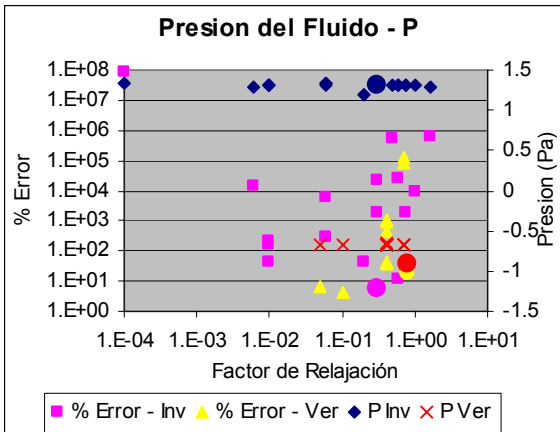


Fig. 5.5. Variación de la presión del fluido y su error respecto a su factor de relajación.

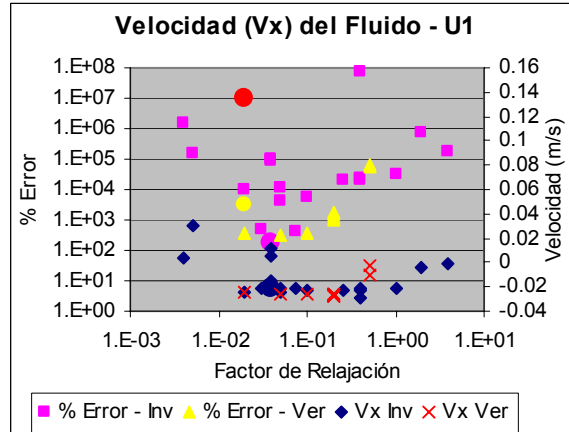


Fig. 5.6. Variación de la componente en x de la velocidad del fluido y su error con respecto a su factor de relajación.

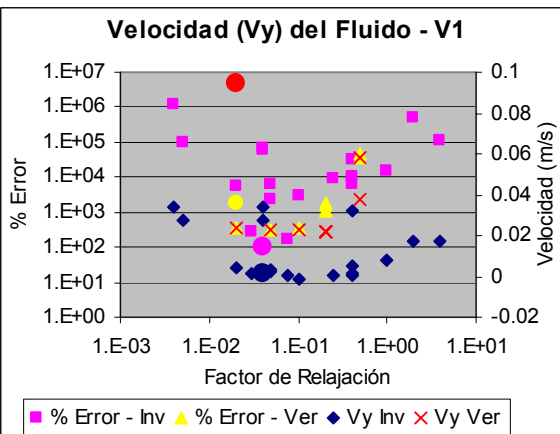


Fig. 5.7. Variación de la componente en y de la velocidad del fluido y su error respecto a su factor de relajación.

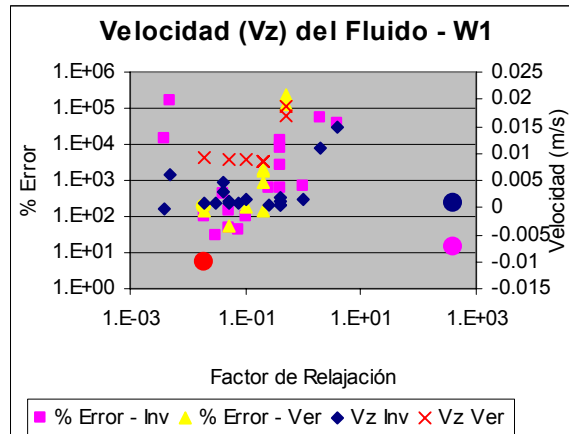


Fig. 5.8. Variación de la componente vertical (en z) de la velocidad del fluido y su error con respecto a su factor de relajación.

Resultados

En el caso de la temperatura y la temperatura radiante (figuras 5.3 y 5.4), el comportamiento del error era variable, y después de factores de 10000 y mayores, el error era prácticamente el mismo. Para el caso de la presión, puede verse que a menor factor de relajación, menor el error; aunque para obtener menores errores era indispensable aumentar significativamente el número de iteraciones, llevando a tiempos de cómputo muy largos. En el caso de las componentes de la velocidad, el comportamiento fue similar al de la presión. El valor mínimo lo obtuvimos en la simulación definitiva (o uno de los menores valores), aunque esto fue más bien logrado gracias al número total de iteraciones que se llevaron a cabo.

Finalmente las figuras 5.9 y 5.10 grafican el comportamiento global del modelo. Puede verse como los valores mínimos se obtuvieron en la simulación definitiva y que consistentemente, a mayor número de iteraciones, menor el error. En el caso del factor de sobrerelajación, no obtuvo un comportamiento consistente y se trabajó más bien en cada uno de los factores de relajación de las variables. Aumentar el número de iteraciones, si bien mejora el error, tiene el problema que por cada 1000 iteraciones, el tiempo de cómputo aumenta alrededor de 45 minutos y no representa un cambio significativo en los valores de las variables.

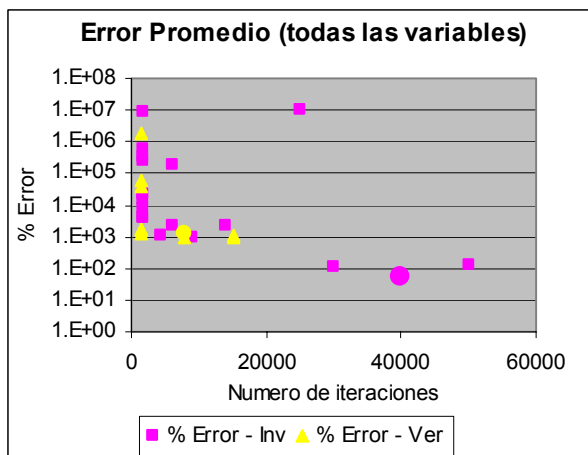


Fig. 5.9. Variación del error promedio de todas las variables con respecto al número total de iteraciones

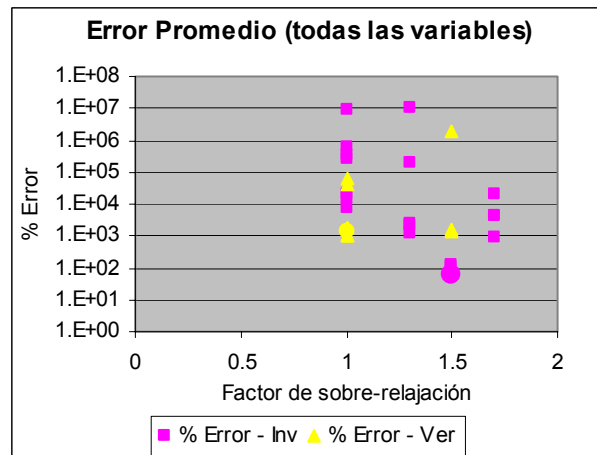


Fig. 5.10. Variación del error promedio de todas las variables con respecto al factor de sobrerelajación

Como resultado de estas gráficas y el comportamiento del balance de las ecuaciones, podemos concluir que el modelo es convergente y los resultados no tendrán incongruencias de tipo numérica y las posibles divergencias con la realidad podrían estar asociadas a las condiciones de frontera.

5.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

5.2.1. Distribución de las variables a lo largo del dominio

A continuación se mostrarán figuras (5.11 a 5.30) con la distribución de las variables en el dominio. Se mostrarán las mismas distribuciones para los casos de invierno B y a continuación los correspondientes resultados del caso verano B.

Resultados

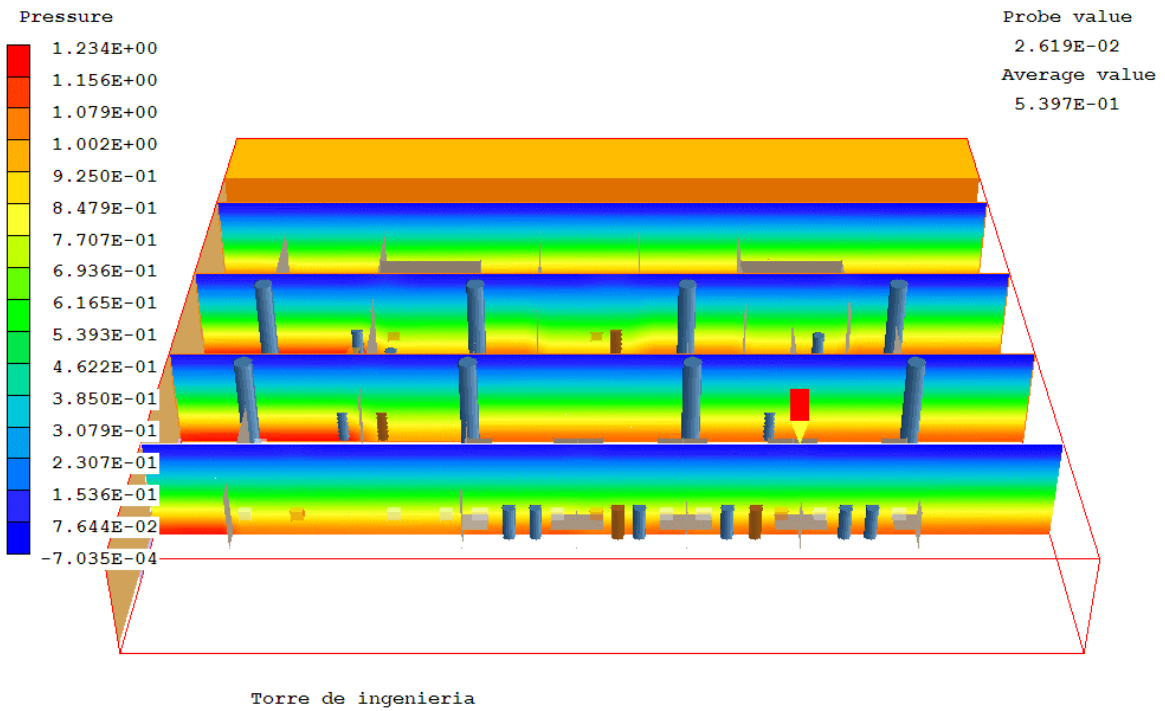


Fig. 5.11 Distribución de la Presión, caso invierno B.

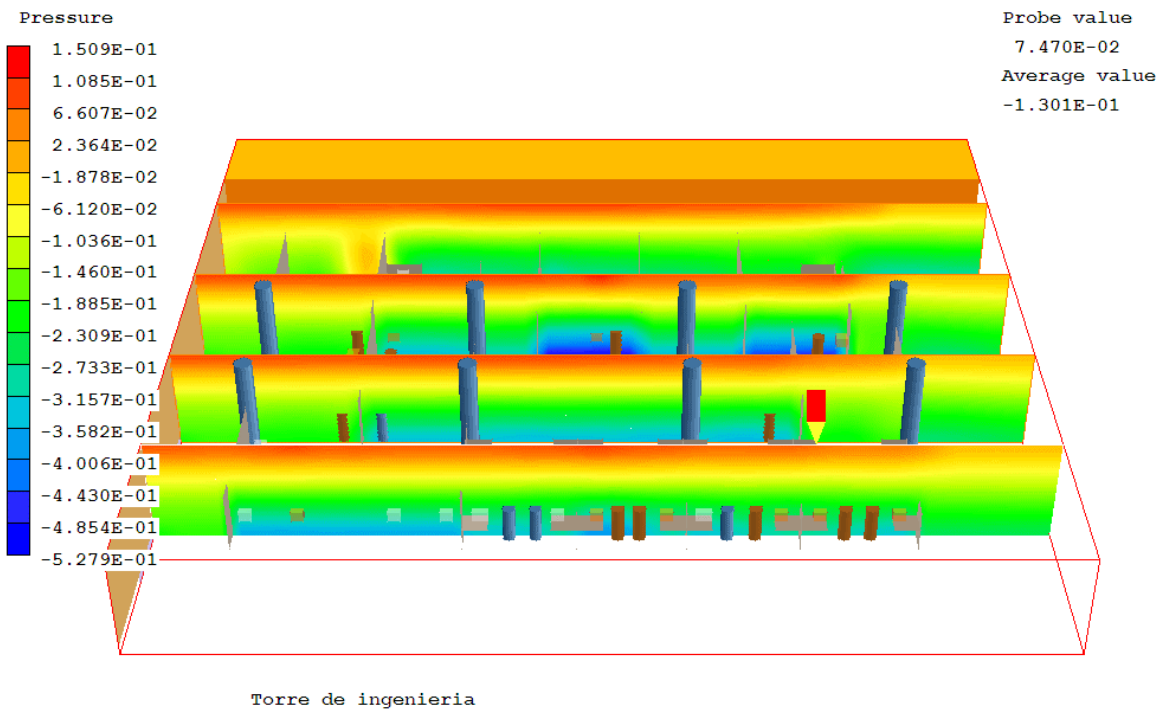


Fig. 5.12 Distribución de la Presión, caso verano B.

Resultados

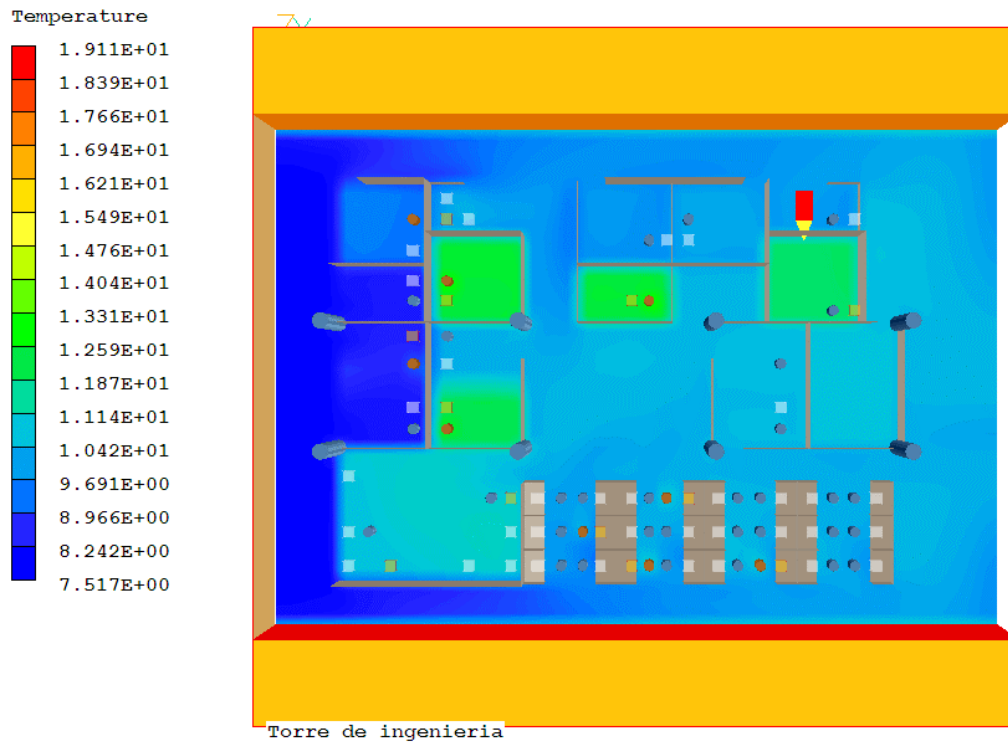


Fig. 5.13 Distribución de la temperatura a una altura de 0.5m Caso invierno B.

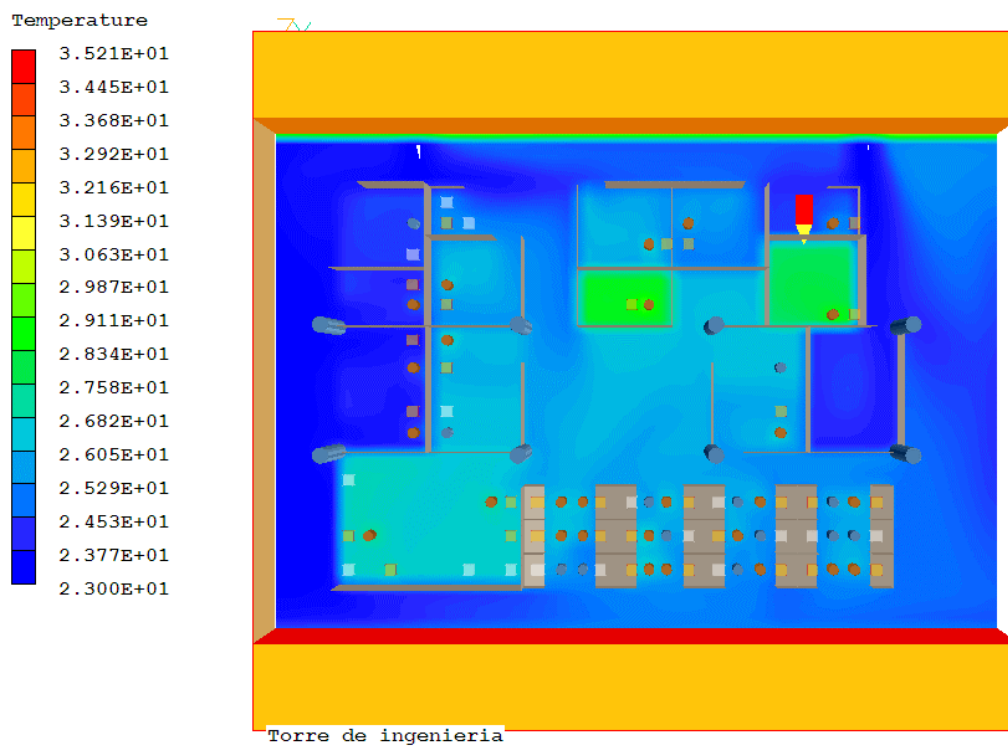


Fig. 5.14 Distribución de la temperatura a una altura de 0.5m Caso verano B

Resultados

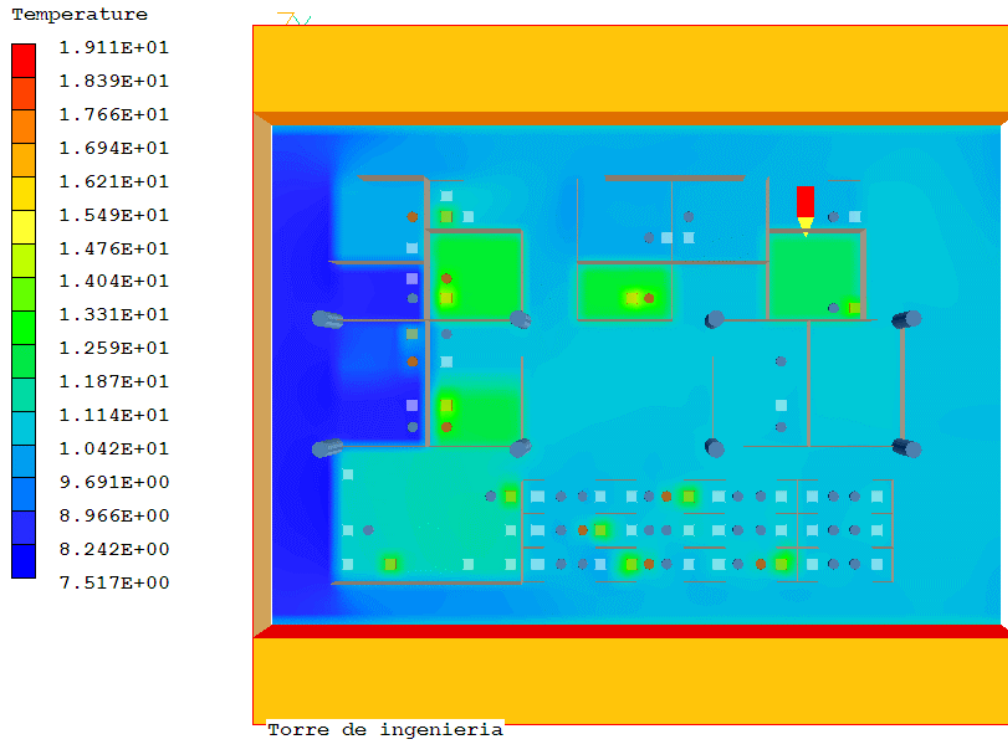


Fig. 5.15 Distribución de la temperatura a una altura de 1m. Caso invierno B.

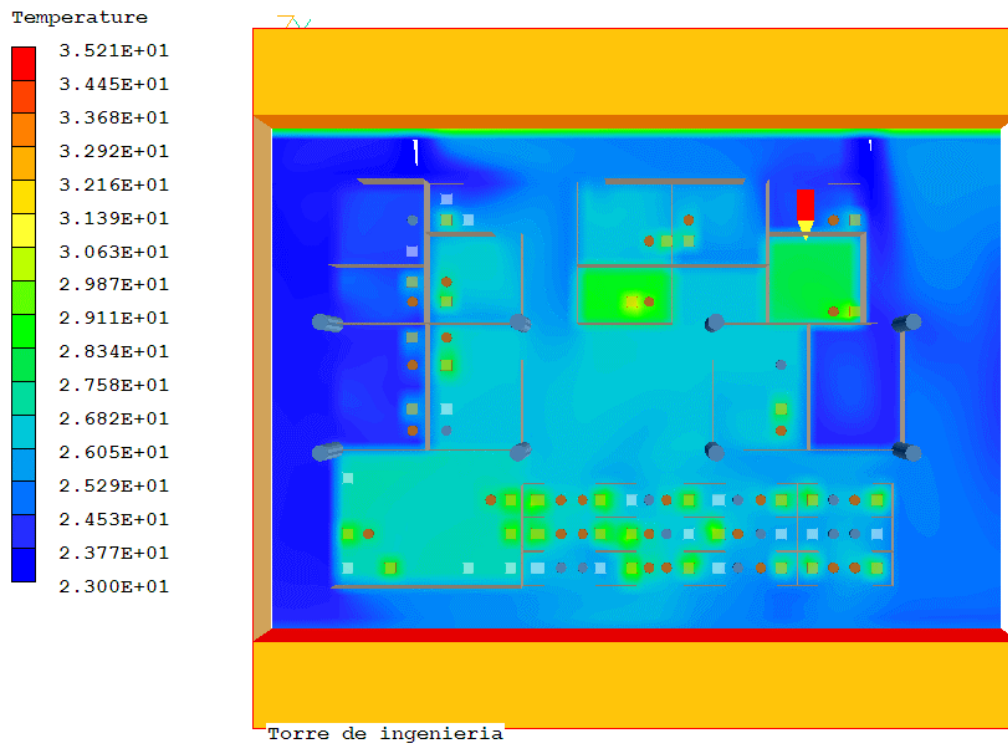


Fig. 5.16 Distribución de la temperatura a una altura de 1m. Caso verano B.

Resultados

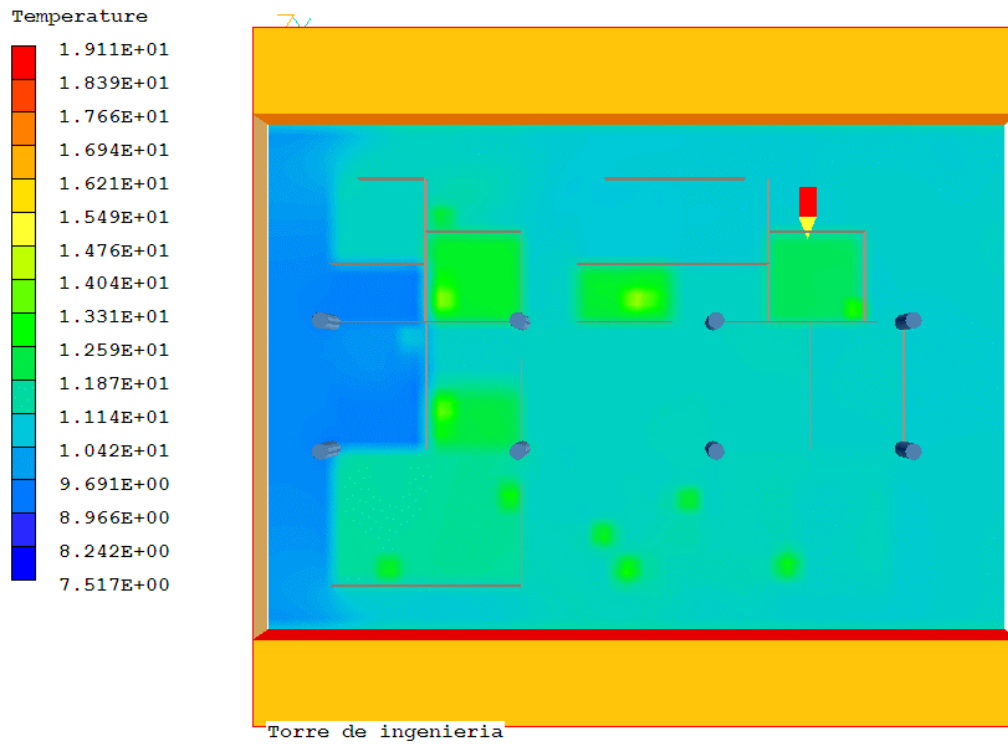


Fig. 5.17 Distribución de la temperatura a una altura de 1.5m. Caso invierno B.

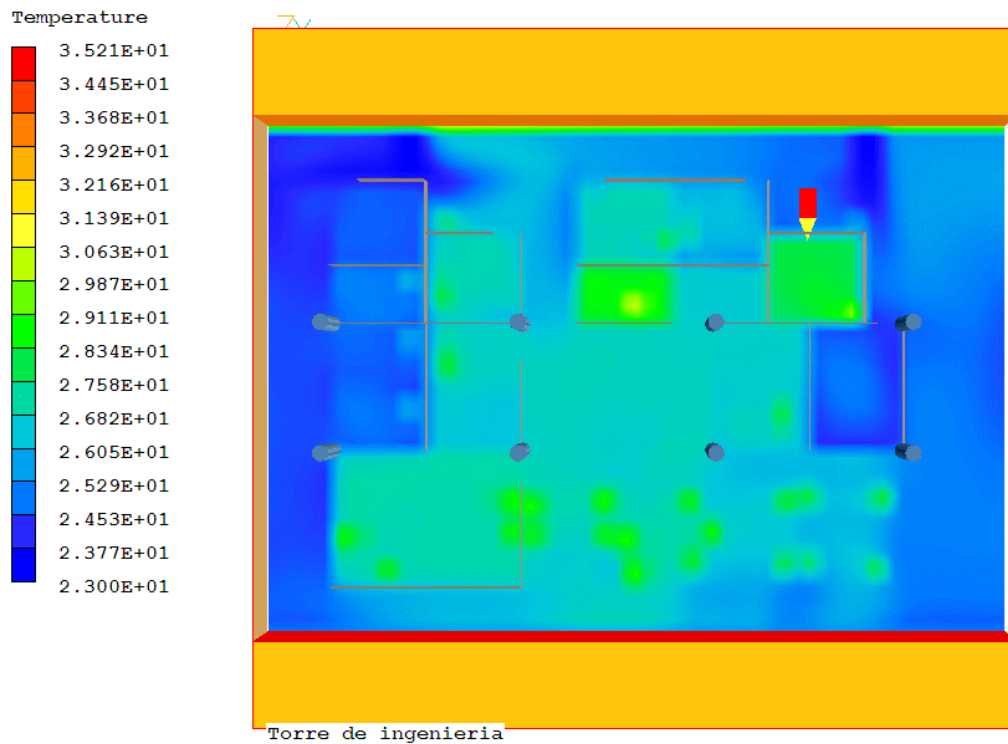


Fig. 5.18 Distribución de la temperatura a una altura de 1.5m. Caso verano B.

Resultados

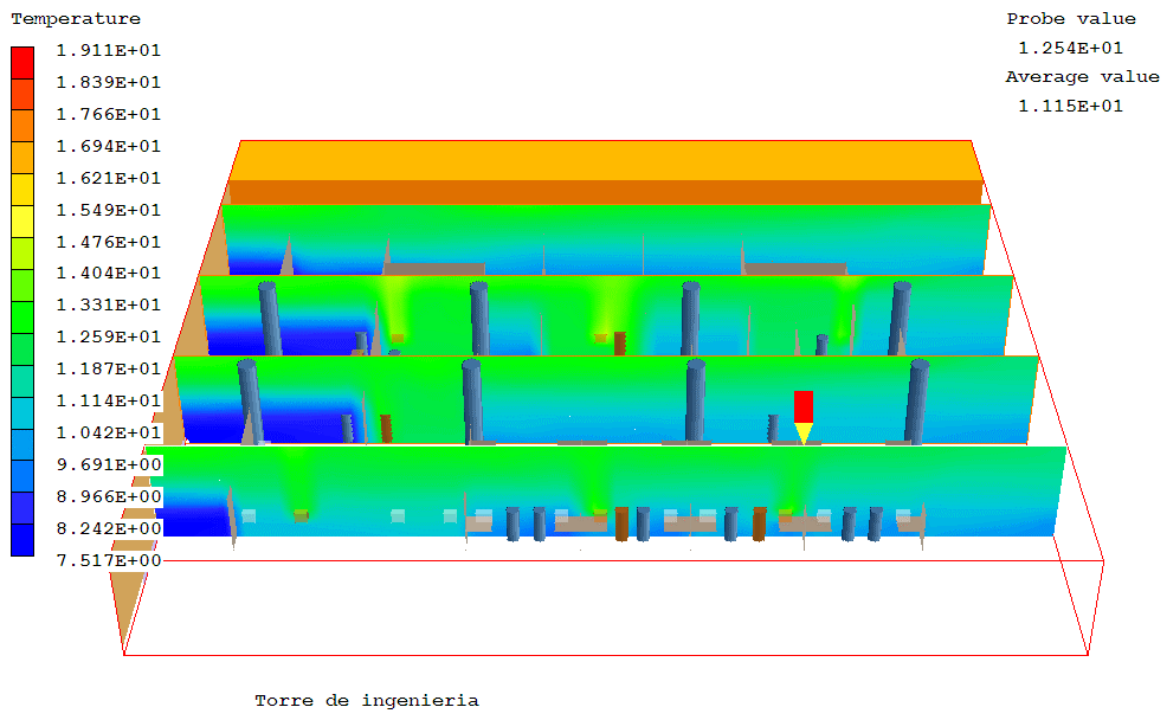


Fig. 5.19 Variación vertical de la temperatura. Caso invierno B.

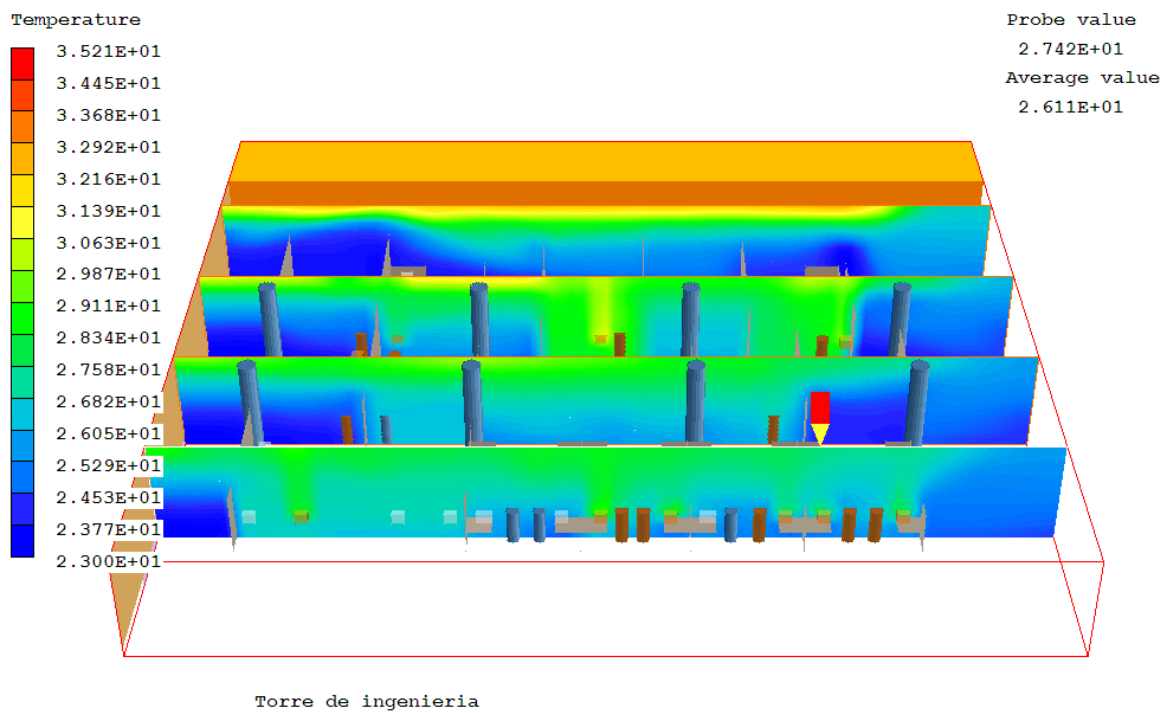


Fig. 5.20 Variación vertical de la temperatura. Caso verano B.

Resultados

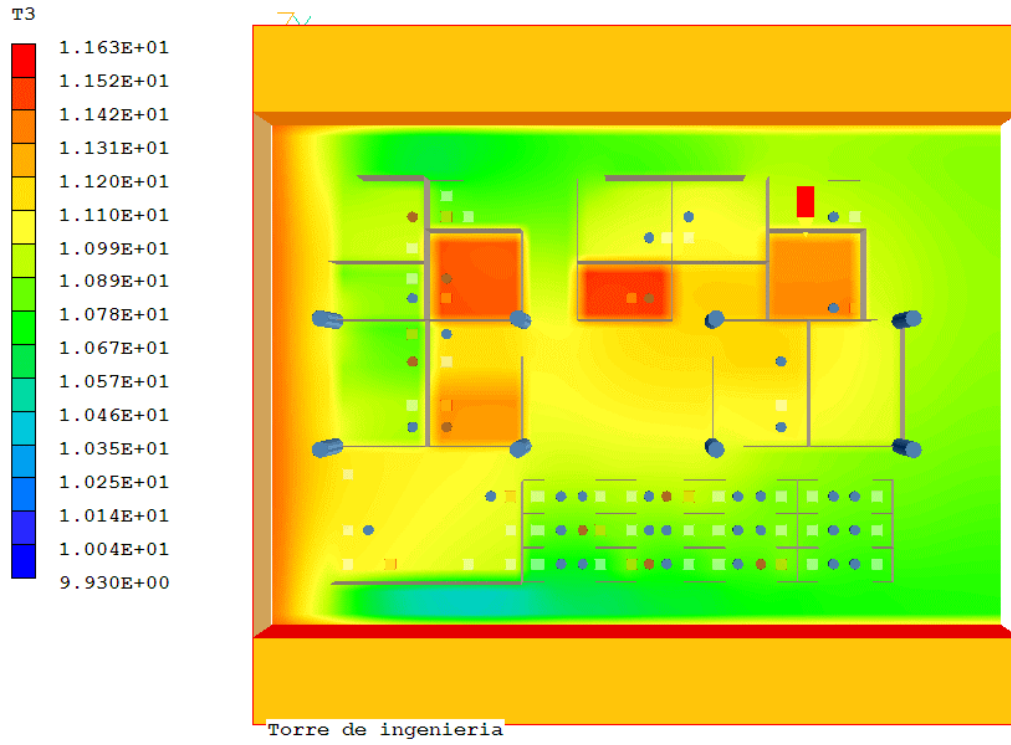


Fig. 5.21 Distribución de la temperatura radiante a una altura de 1m. Caso invierno B.

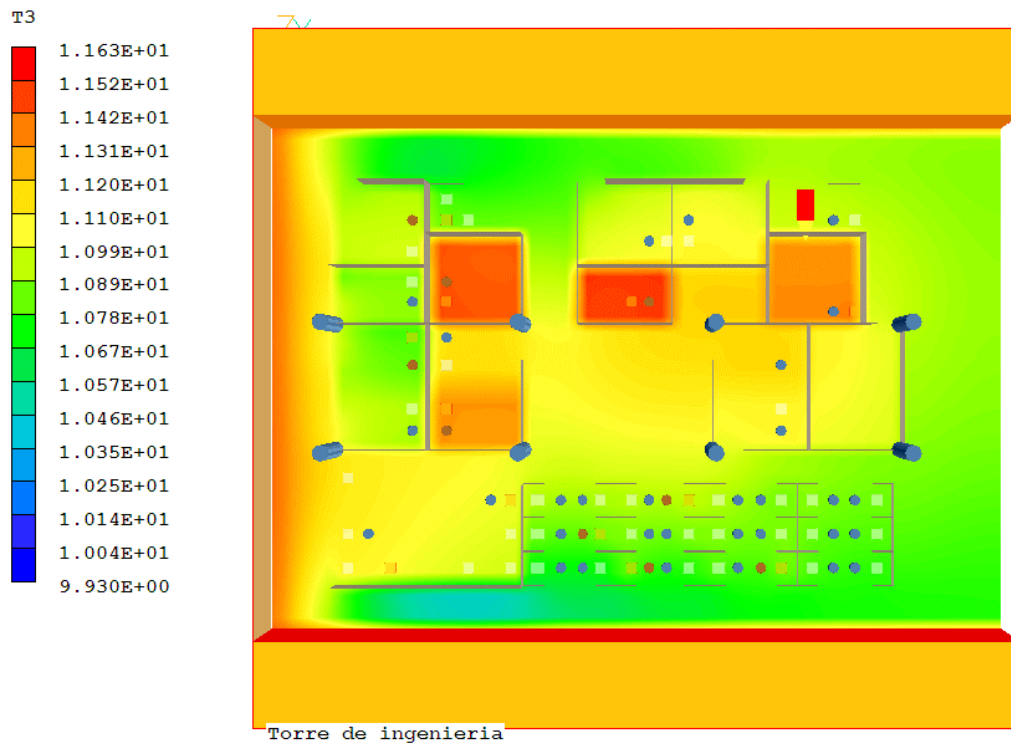


Fig. 5.22 Distribución de la temperatura radiante a una altura de 1m. Caso verano B.

Resultados

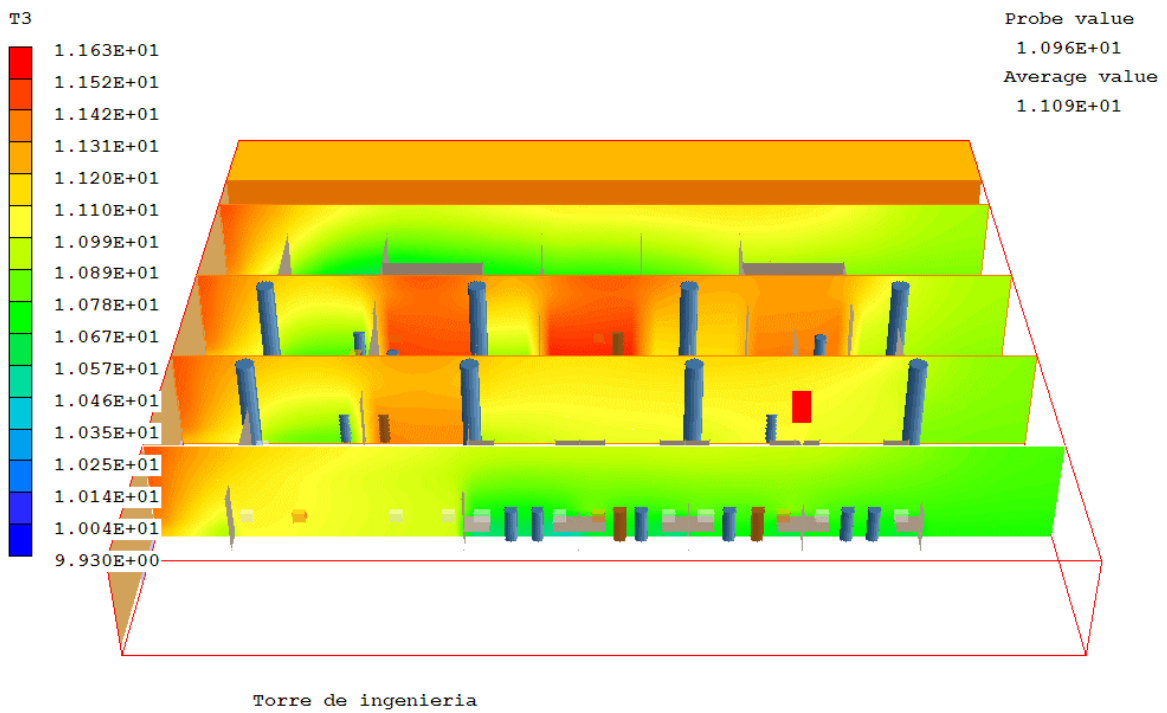


Fig. 5.23 Variación vertical de la temperatura radiante. Caso Invierno B.

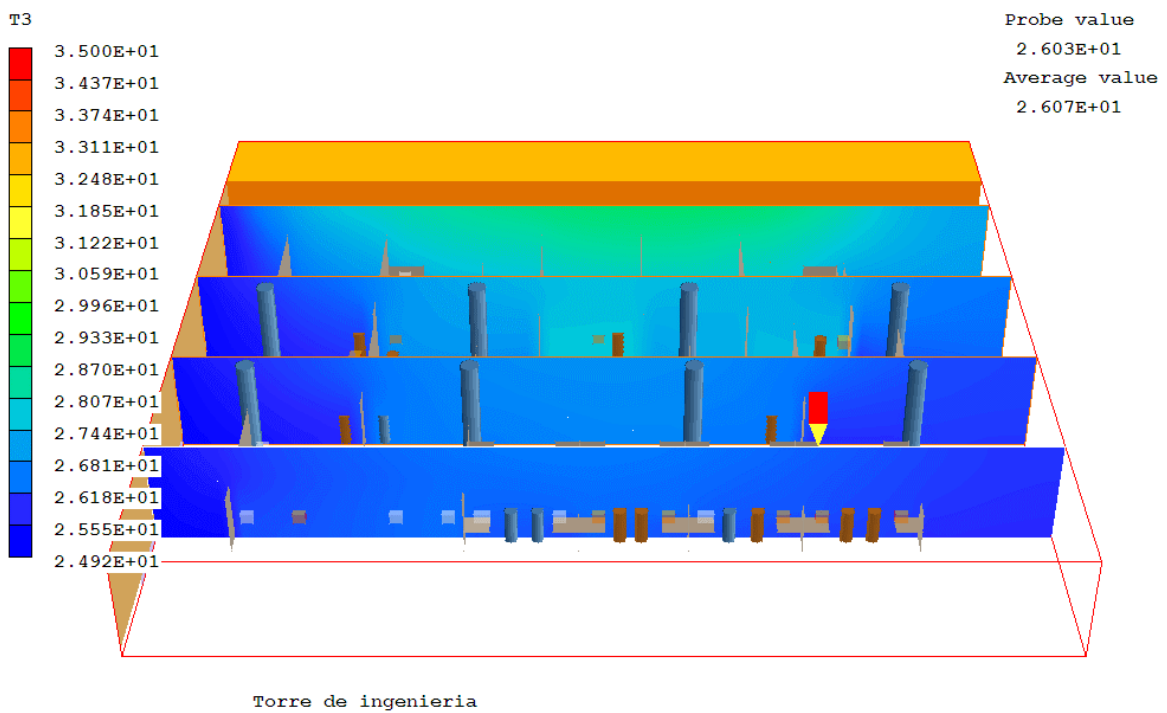


Fig. 5.24 Variación vertical de la temperatura radiante. Caso Verano B.

Resultados

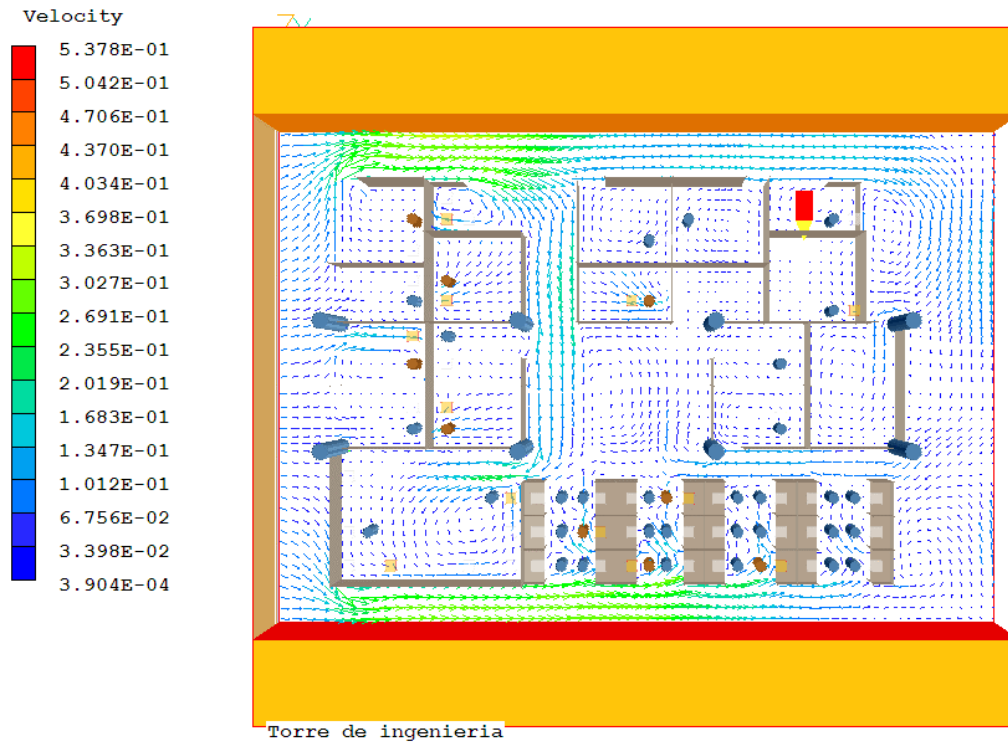


Fig. 5.25 Distribución de la velocidad del aire a 0.5m. Caso Invierno B.

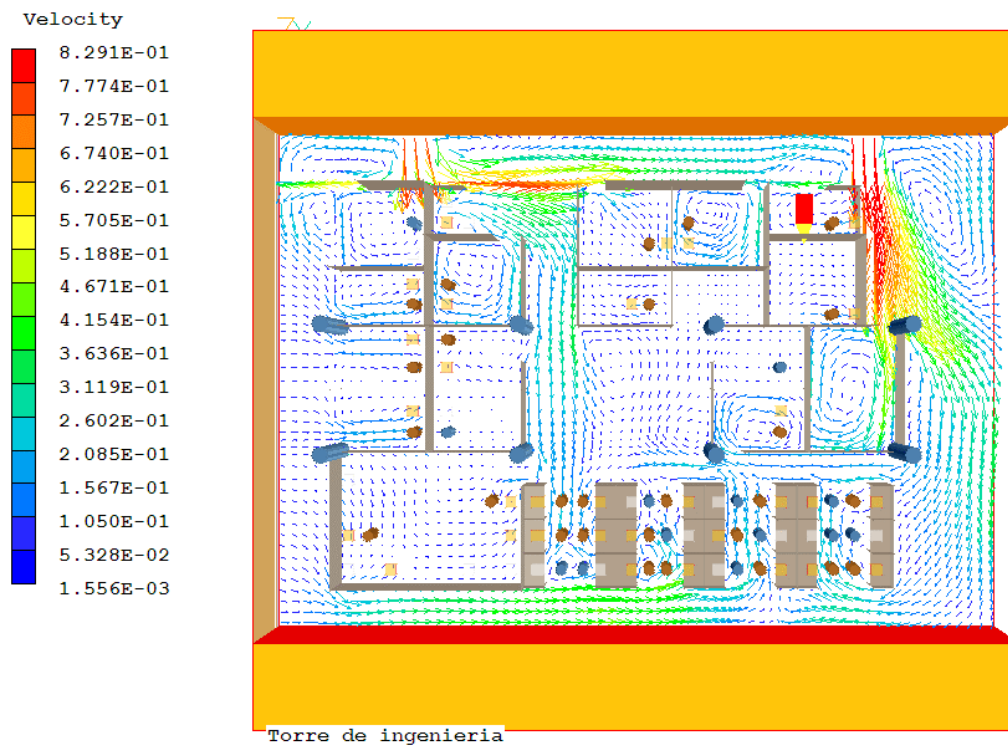


Fig. 5.26 Distribución de la velocidad del aire a 0.5m. Caso Verano B.

Resultados

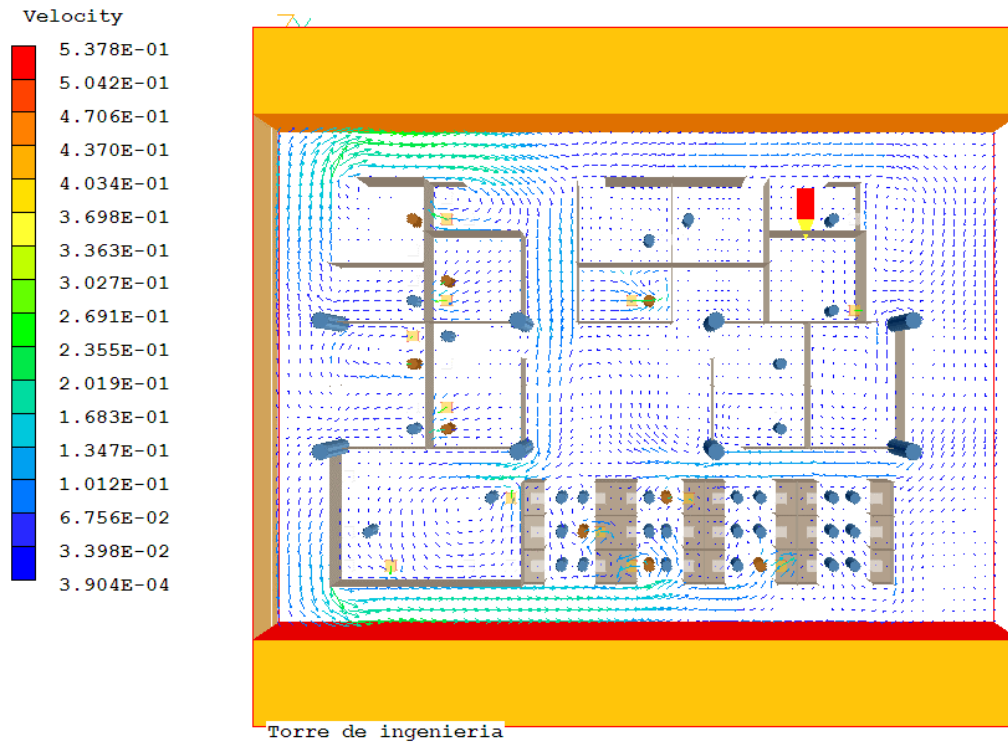


Fig. 5.27 Distribución de la velocidad del aire a 1m. Caso Invierno B.

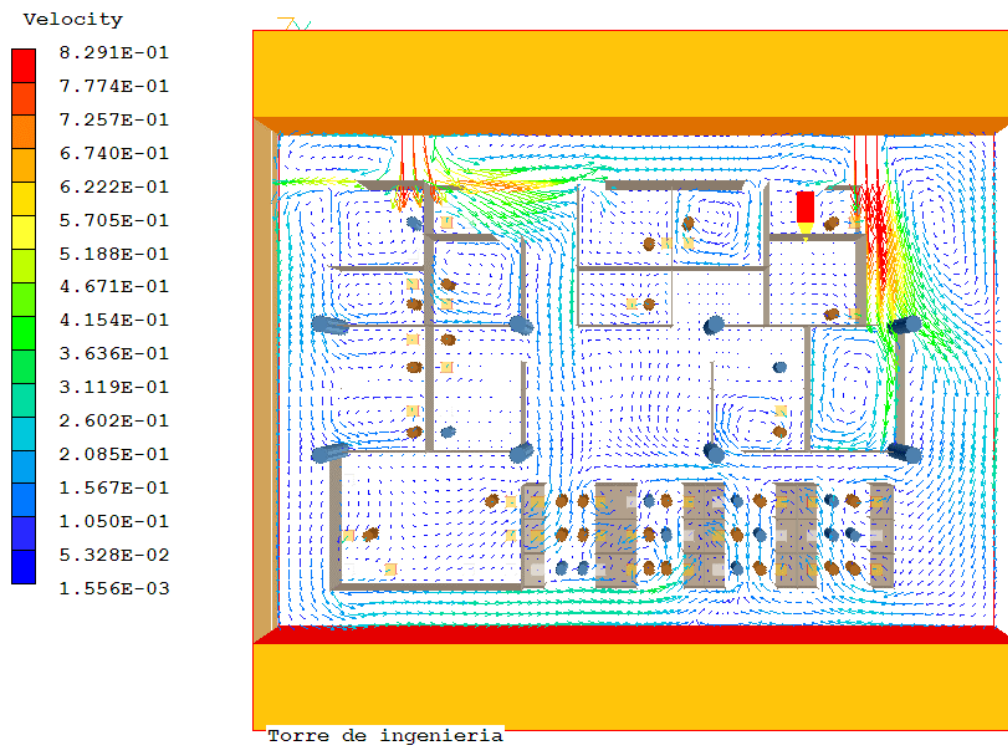


Fig. 5.28 Distribución de la velocidad del aire a 1m. Caso Verano B.

Resultados



Fig. 5.29 Variación vertical de la velocidad del Aire. Caso Invierno B.

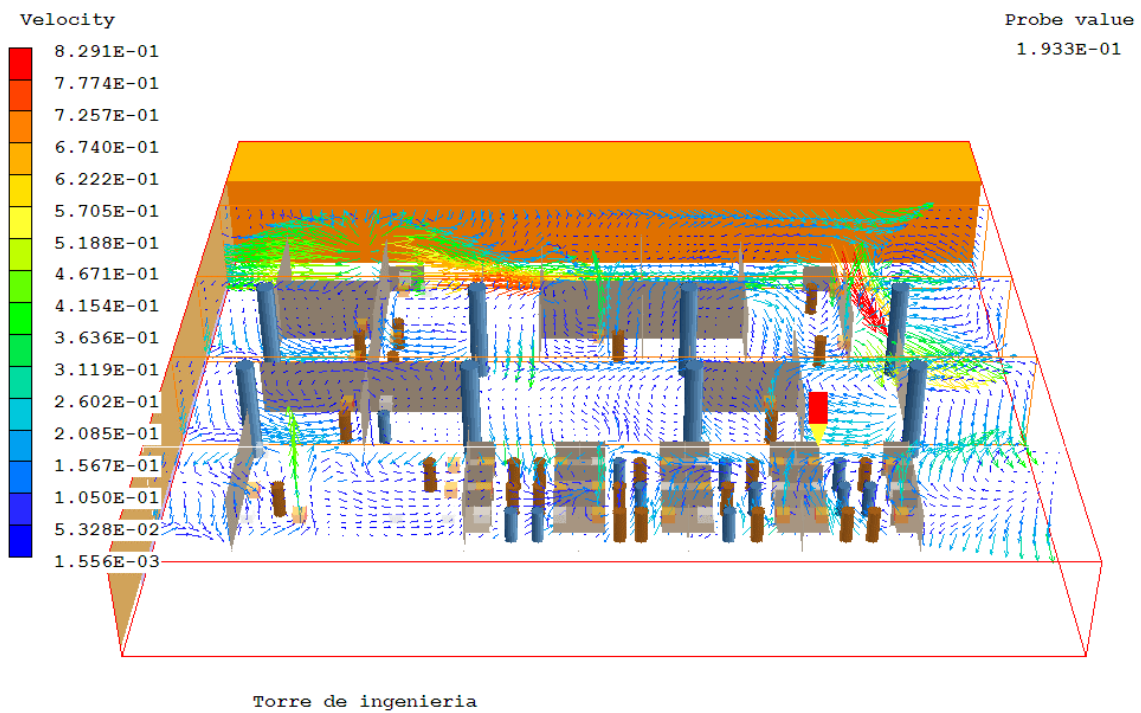


Fig. 5.30 Variación vertical de la velocidad del Aire. Caso Verano B.

Resultados

En las figuras 5.11 y 5.12 se ven la distribución de presiones. Como puede verse a lo largo de los diversos planos mostrados, es clara la distribución de las mismas. En el caso invierno, la presión es menor en la parte superior, siendo congruente con la convección natural predominante en este caso, provocando movimiento del aire hacia arriba; la distribución es similar tanto en el caso A (ver anexo) como en el caso B. En el caso verano, la distribución es inversa, teniendo una presión menor en la parte inferior. La causa de esto, es que existe un movimiento predominante de aire en la parte inferior debido a las puertas abiertas, generando menores presiones en la parte baja por los efectos cinéticos de las corrientes de aire. La magnitud de estas presiones es irrelevante para los estudios de confort.

Las siguientes figuras (5.13 a 5.20) muestran la distribución de temperaturas tanto en el caso verano como en el caso invierno. Se decidieron mostrar en el trabajo escrito la distribución a 0.5m, 1m y 1.5m pues a estas alturas, la temperatura tiene mayor impacto en el ser humano. Cabe señalar que el disco compacto que acompaña a este trabajo contiene un mayor número de imágenes para los cuatro casos. También se muestra la distribución vertical como referencia. Los rangos de temperatura son diferentes en los cuatro casos:

Invierno A – 1.18 °C a 12.65 °C

Invierno B – 7.51 °C a 19.11 °C

Verano A – 28.45 °C a 59.10 °C

Verano B – 23.00 °C a 35.21 °C.

Los rangos de temperatura de los casos Invierno B y Verano B son más cerrados y físicamente posibles, es por ello que los casos invierno A y verano A no se reprodujeron en el cuerpo de esta tesis. En estas distribuciones es notable un aumento de temperaturas en los cubículos correspondientes de Alejandro Rodríguez, José Luis Fernández, Martín Salinas y el de Víctor Hugo Leyva. Esto se debe a que intencionalmente se simularon con las puertas cerradas, y el efecto es claro en esos lugares; en el caso de las distribuciones en el caso verano, los cubículos de Alejandro Rodríguez y Martín Salinas se simularon como si tuvieran su puerta abierta, dando como resultado una distribución similar a las de las oficinas cercanas.

En la figuras, también son notables los efectos de una menor temperatura en las zonas cercanas a la pared sur debido a la entrada de aire a menor temperatura por las ventilas, y también es claramente visible la posición de las fuentes de calor, mostrando una temperatura mayor que las zonas contiguas. Cabe señalar que las mayores temperaturas encontradas son apenas visibles en estas figuras, pero se deben encontrar junto a estas zonas de concentración de calor.

A continuación se encontrarán ampliaciones para ver los detalles de algunas de las distribuciones de las variables; en la figura 5.31 se detalla cuáles fueron las zonas que se ampliaron para mayor detalle. Las figuras 5.32 y 5.33 hacen un acercamiento a las distribuciones a 0.5m de altura para un mayor detalle en las temperaturas en el pasillo sur, y la distribución de temperaturas en la oficina del Dr. Alejandro Rodríguez y de Víctor Hugo Leyva en los casos invierno y verano.

La radiación solar también tiene efectos sobre la temperatura del edificio, sobre todo a alturas mayores de 2.5m. La zona cercana a la pared oeste (en la tarde) tiene mayor temperatura y va disminuyendo conforme se aleja de esta pared, este fenómeno únicamente se visualiza en el caso Verano B, donde la temperatura de la pared oeste es mayor que la temperatura de la pared sur y la pared este. Este efecto es más visible en el caso de la temperatura radiante, que se abordará más adelante.

La distribución vertical de temperaturas nos muestra también una estratificación térmica notable. Las menores temperaturas las encontramos al nivel del piso y éstas van aumentando conforme aumenta la altura. Las oficinas con puertas cerradas muestran menor tendencia a este comportamiento y su

Resultados

distribución es más uniforme. De igual forma, es notable el efecto de las fuentes de calor, mostrando un claro aumento de temperatura en el aire que se encuentra arriba de estas fuentes. Las figuras 5.34 y 5.35 muestran a continuación a mayor detalle la distribución vertical de temperaturas en las oficinas de Alejandro Rodríguez (abierta en verano, cerrada en invierno) y la oficina de Víctor Hugo Leyva (cerrada en ambos casos).

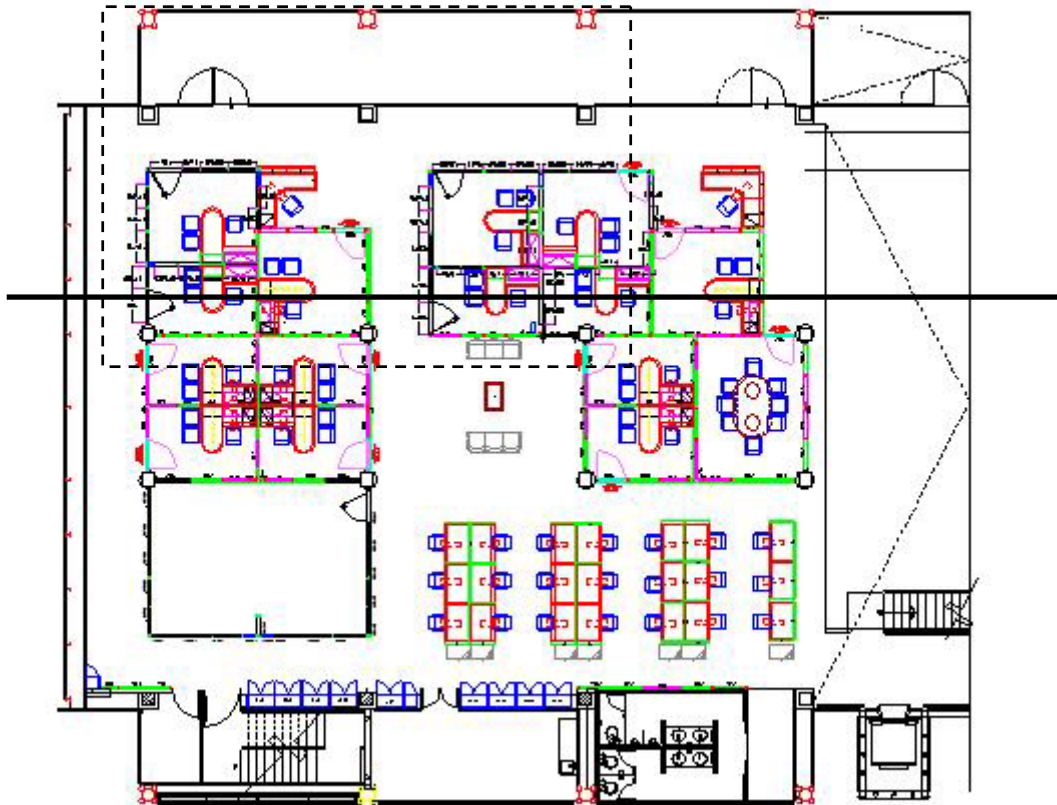


Fig. 5.31. Ubicación en el plano de las imágenes detalladas. La línea recta es el plano vertical que muestra los detalles y el rectángulo con línea punteada indica los detalles en el plano horizontal que se muestran en las siguientes figuras.

La distribución de la temperatura radiante (figuras 5.21 a 5.24), tanto en verano como en invierno, es similar a la distribución horizontal de temperaturas, aunque con mayor variación entre las magnitudes. En el caso verano, la temperatura dentro de los cubículos cerrados se visualiza apenas mayor que la temperatura a sus alrededores, mientras que en el caso invierno si se presenta este fenómeno de forma más notable. Esto puede apreciarse en los detalles, en la figuras 5.36 y 5.37.

La temperatura radiante, de acuerdo al modelo Immersol, es igual a la temperatura del sólido o bien, proporcional a la radiación que emiten las superficies, por lo tanto la temperatura radiante es función de las temperaturas de las superficies que lo rodean. En el caso invierno, como todas las temperaturas de las fronteras del edificio son las mismas, puede verse una distribución que va disminuyendo la temperatura a medida que se aleja de las superficies fronterizas del edificio; en el caso verano, esto ocurre en mayor medida en la pared oeste a una altura mayor a 2.5m (figura 5.40). También es notable que la variación vertical de la temperatura radiante es apenas sensible y los efectos de las fuentes de calor y de las fronteras son los que predominan en la distribución de la variable T3, como puede apreciarse en los detalles de las figuras 5.38 y 5.39.

Resultados



Fig. 5.32. Detalle en la distribución de temperaturas a 0.5m caso Invierno B.

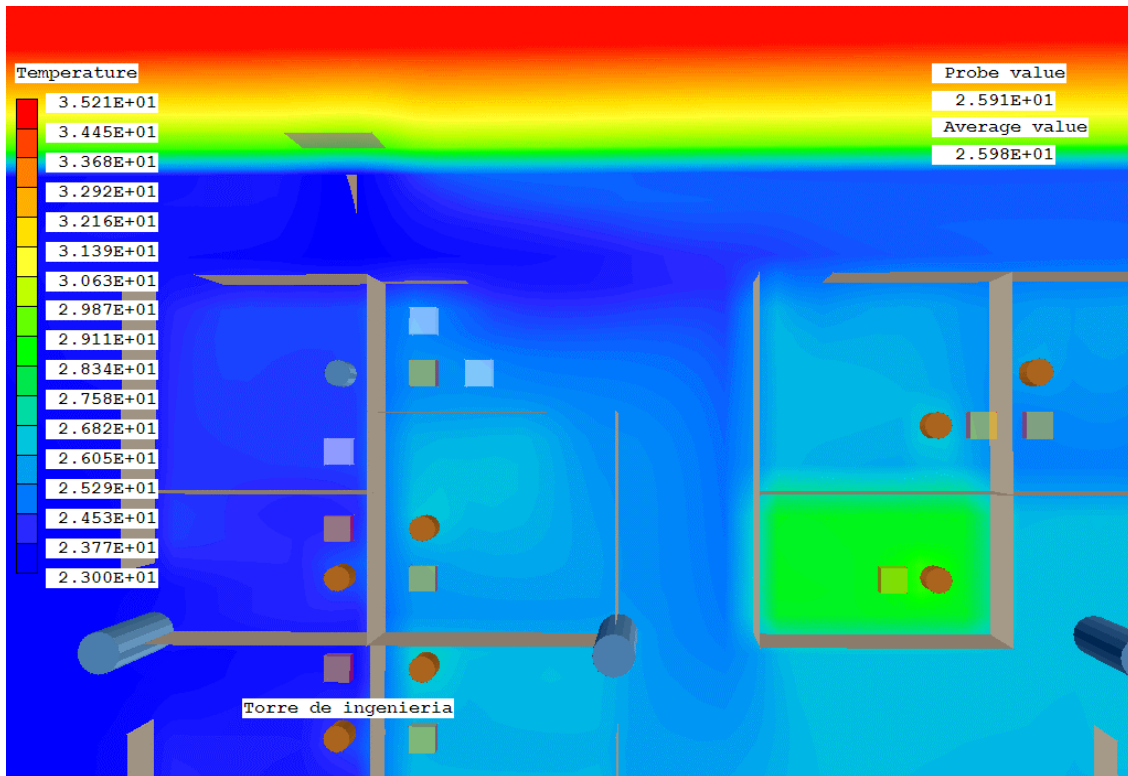


Fig. 5.33. Detalle en la distribución de temperaturas a 0.5m caso Verano B.

Resultados

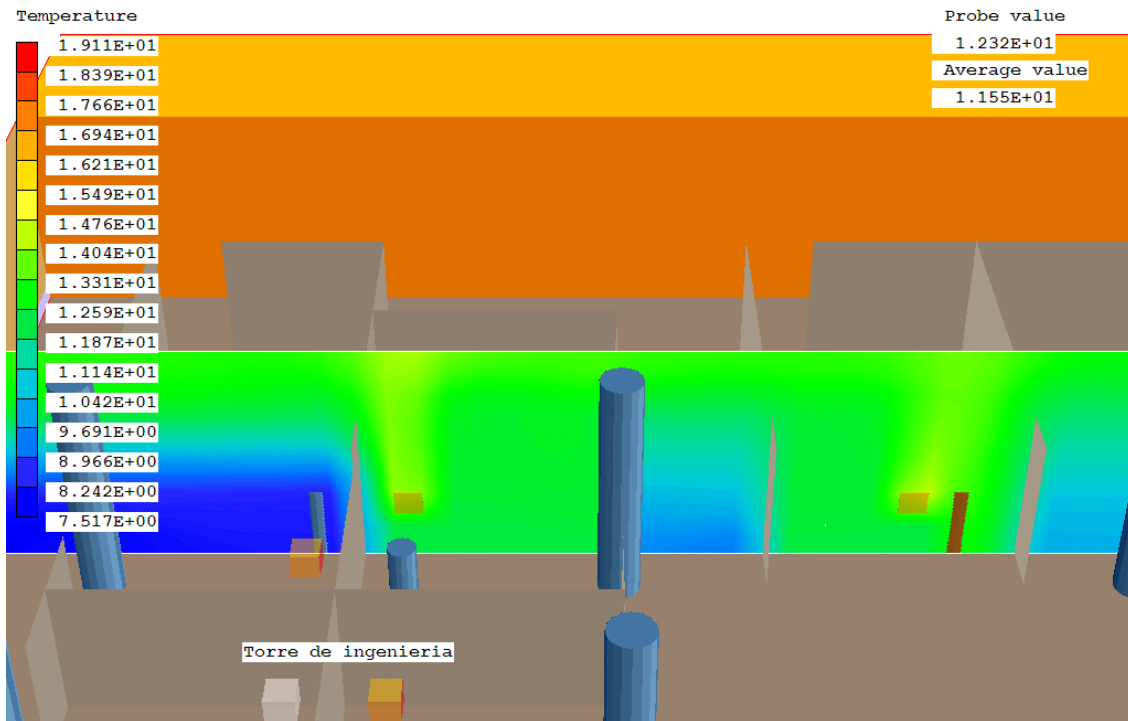


Fig. 5.34. Detalle de la distribución vertical de temperaturas a 10m del origen del modelo. Caso invierno B.

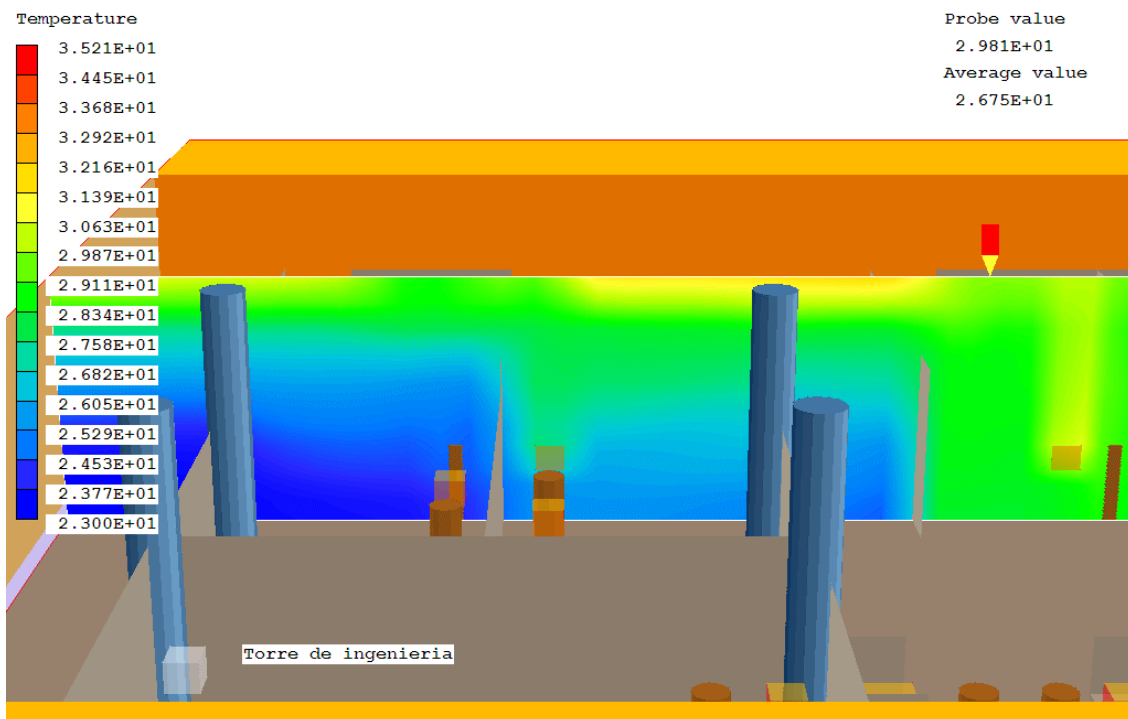


Fig. 5.35. Detalle de la distribución vertical de temperaturas a 10m del origen del modelo. Caso verano B.

Resultados

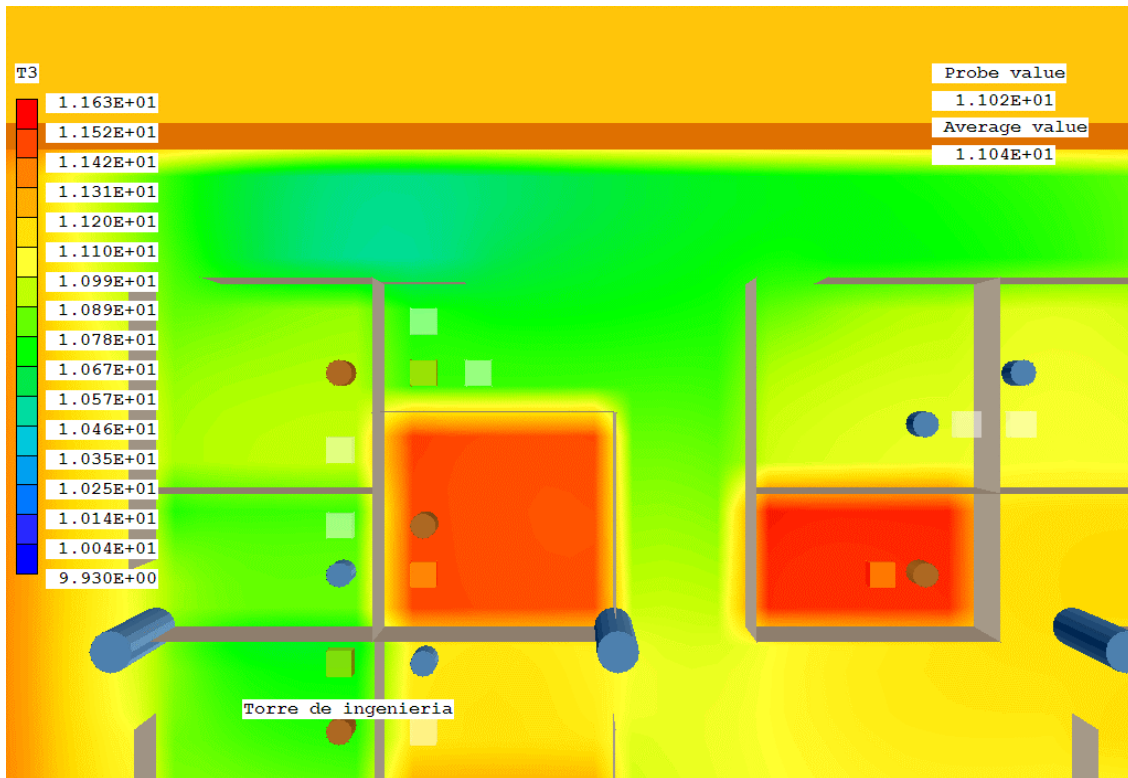


Fig. 5.36. Detalle en la distribución de temperatura radiante a 0.5m, caso Invierno B.



Fig. 5.37. Detalle en la distribución de temperatura radiante a 0.5m, caso Verano B.

Resultados

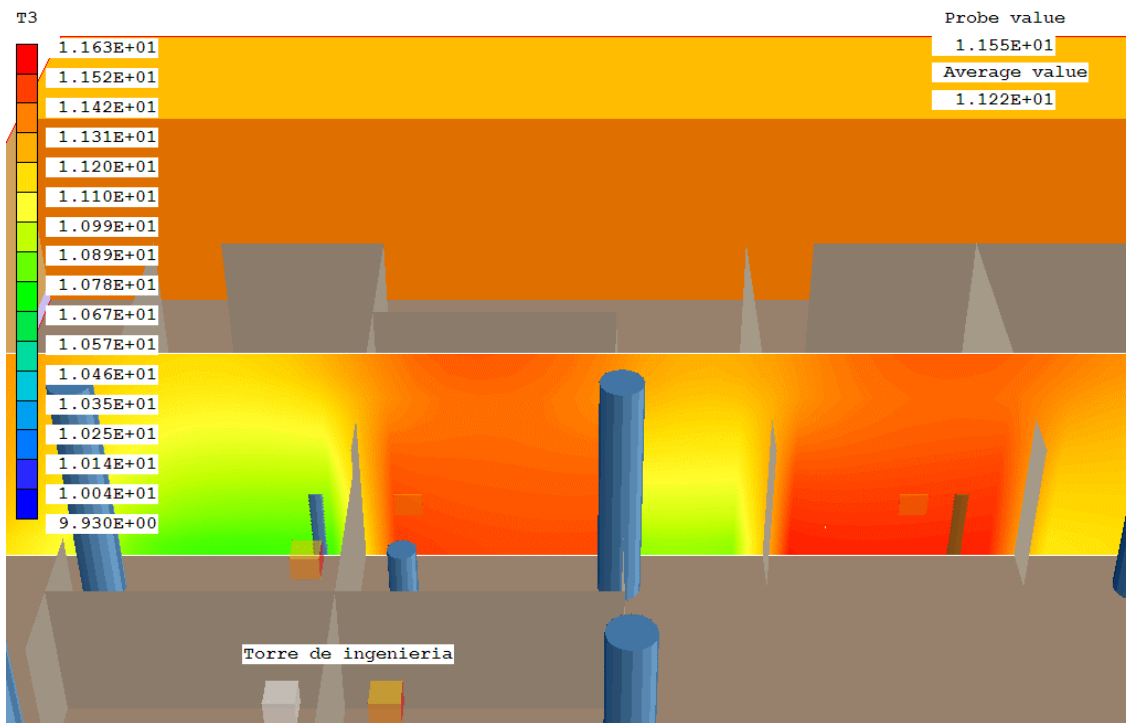


Fig. 5.38. Detalle en la distribución vertical de la temperatura radiante, caso Invierno B.



Fig. 5.39. Detalle en la distribución vertical de temperatura radiante, caso Verano B.

Resultados

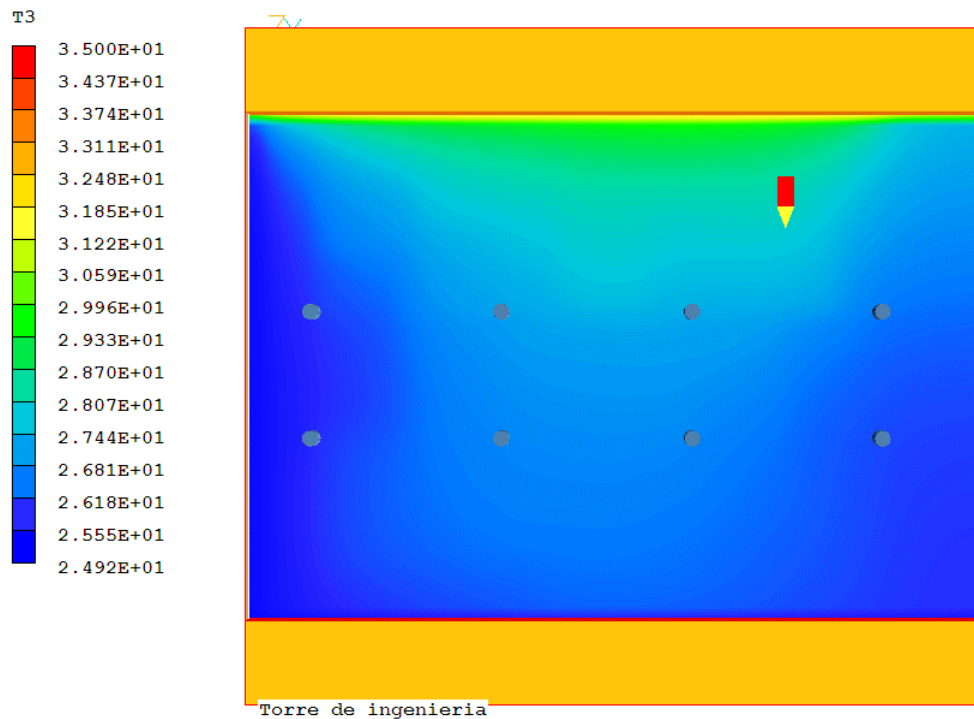


Fig. 5.40. Distribución de la temperatura radiante a 3m de altura. Caso Verano B.

La distribución de velocidades (figuras 5.25 a 5.30), muestra diferentes comportamientos en verano e invierno. La causa de este comportamiento es que en invierno la entrada de aire es únicamente por las ventilas de la pared sur, mientras que en verano, se encuentran abiertas las dos puertas que dan al balcón, y la magnitud de la velocidad de entrada es mayor, así que el aire que entra por estas puertas es el que tiene mayor impacto en el comportamiento del movimiento del aire en el interior del edificio.

En el caso invierno, el efecto predominante es la convección natural, y puede verse que la dirección principal de flujo es hacia arriba. De igual forma, la distribución de los cubículos hace que se formen corrientes de aire a bajas alturas. Se ven corrientes en el pasillo sur, en el pasillo oeste, el pasillo este y también en el pasillo entre el cubículo de Alejandro Rodríguez y el de Víctor Hugo Leyva. A 1.5m de altura el movimiento del aire es mínimo, y la velocidad empieza a aumentar conforme la altura aumenta (por el la componente vertical, debido a la convección natural). El rango de velocidad (hasta 0.53m/s) es físicamente posible y los resultados se muestran satisfactorios. Existen también zonas de mayor velocidad causadas por la mayor temperatura en las fuentes de calor, siendo éstas corrientes ascendentes y bien localizadas.

En el caso verano se ven los mismos fenómenos: formación de corrientes en los mismos pasillos, además de una corriente adicional en el pasillo en la parte norte de la figura, causado por la puerta cercana que se encuentra abierta. El rango de velocidades es mayor que en el caso anterior (hasta 0.83 m/s) y en general se muestran mayores corrientes que en el caso invierno. Las mayores velocidades las encontramos a nivel de piso, y después de 2 m de altura, los efectos de la convección natural son notorios con mayores temperaturas verticales. Tanto en el caso verano, como en el caso invierno, el choque de las corrientes de aire provoca desvíos en la corriente principal y crea en ocasiones zonas de movimientos circulares, los cuales son más notorios en el caso verano por la magnitud de éstas velocidades. En el caso verano se forman remolinos cercanos a las puertas y dentro de los cubículos. De igual forma se forman remolinos con las corrientes formadas por las fuentes de calor al chocar con el techo.

Resultados

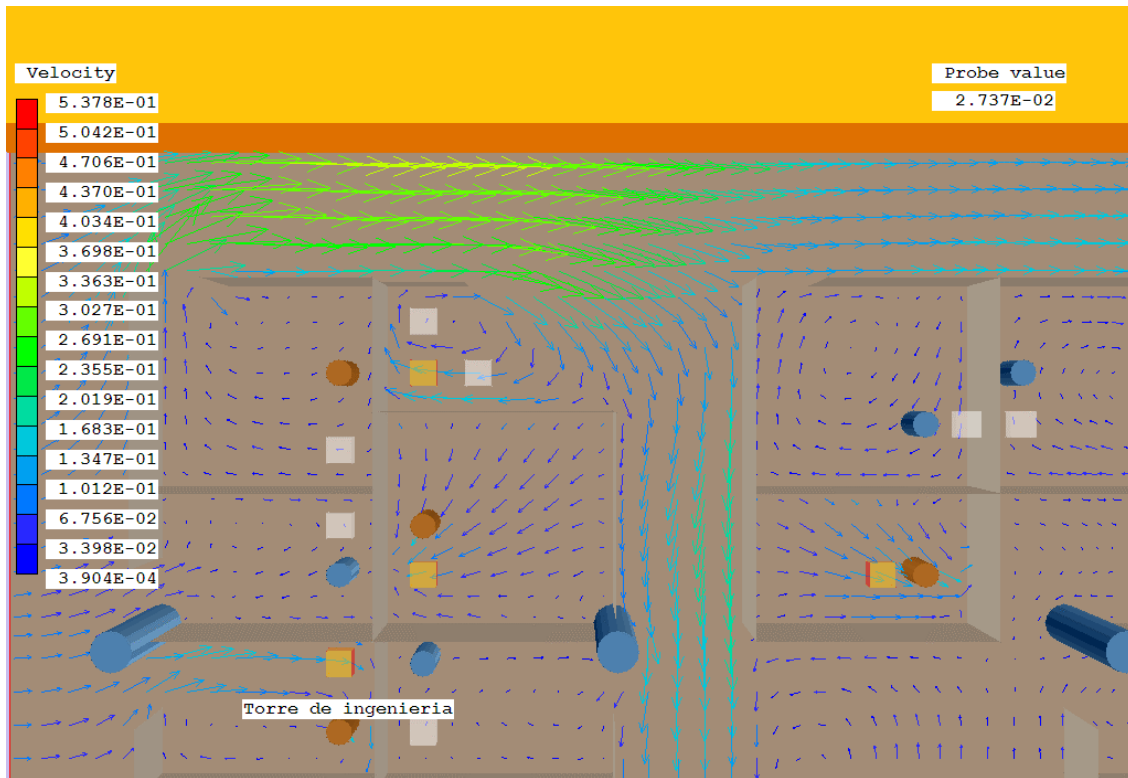


Fig. 5.41. Detalle en la distribución de velocidad a 0.5m, caso Invierno B.

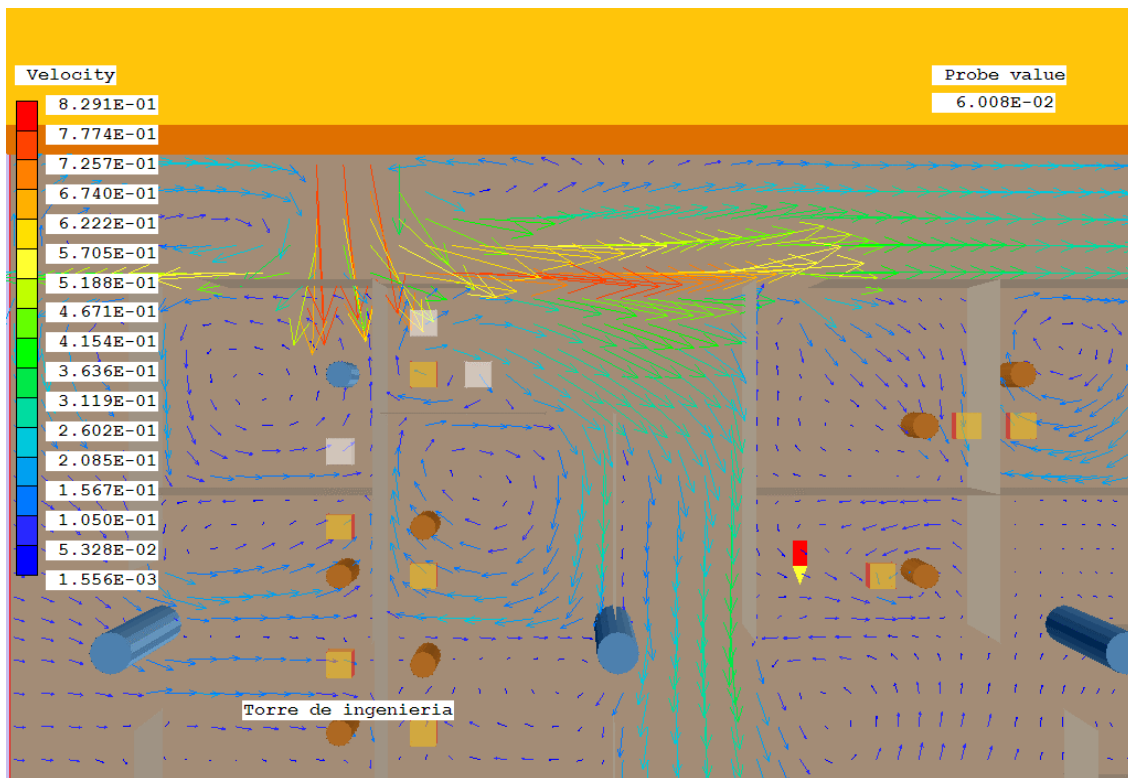


Fig. 5.42. Detalle en la distribución de velocidad a 0.5m, caso Verano B.

Resultados

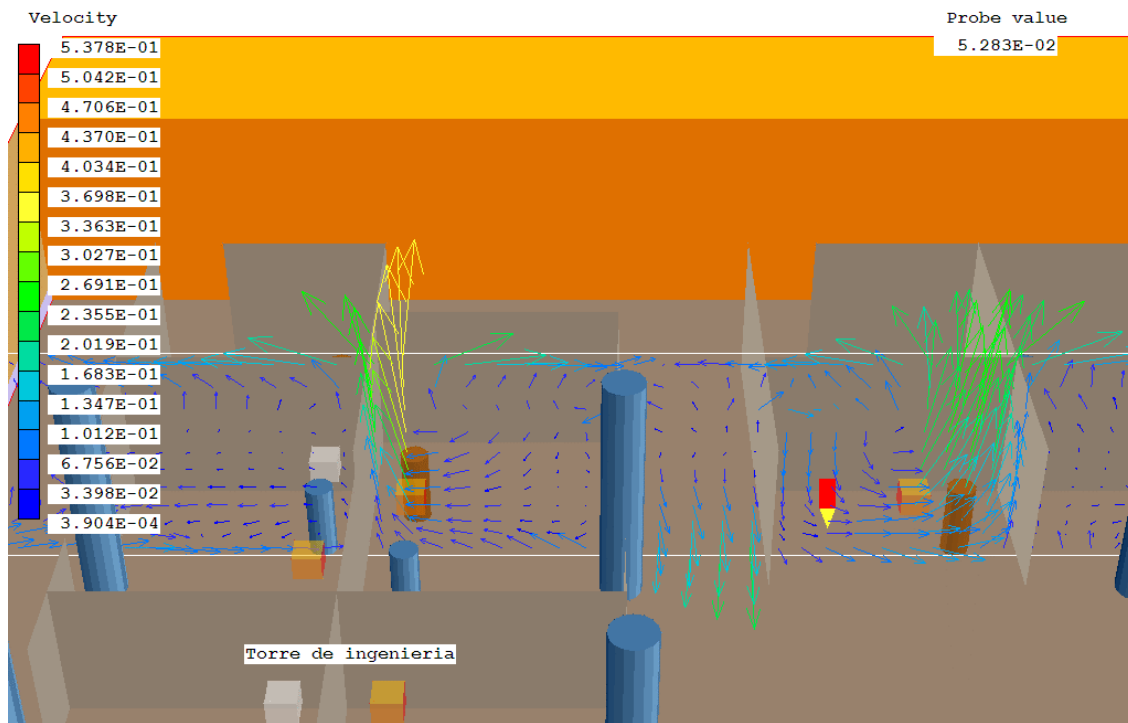


Fig. 5.43. Detalle en la distribución de vertical de la velocidad. Caso Invierno B.

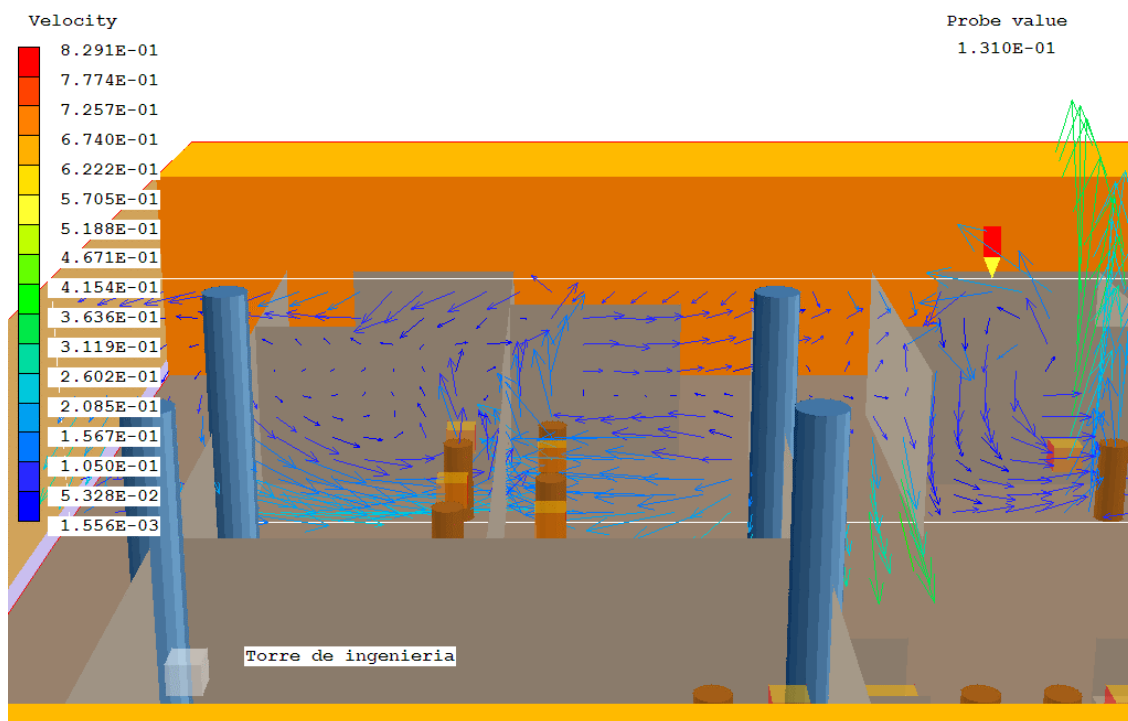


Fig. 5.44. Detalle en la distribución vertical de la velocidad, caso Verano B.

Resultados

5.2.2. Comparación de resultados contra los valores experimentales

Si bien las distribuciones mostradas anteriormente muestran un comportamiento que se podría catalogar como físicamente posible, el valor de esta herramienta se debe demostrar contra variables medidas. Como se especificó en el capítulo 4, se realizaron mediciones experimentales de temperatura, humedad y velocidad del aire en diversos puntos de edificio. Los sensores de temperatura y humedad se colocaron en los siguientes puntos:

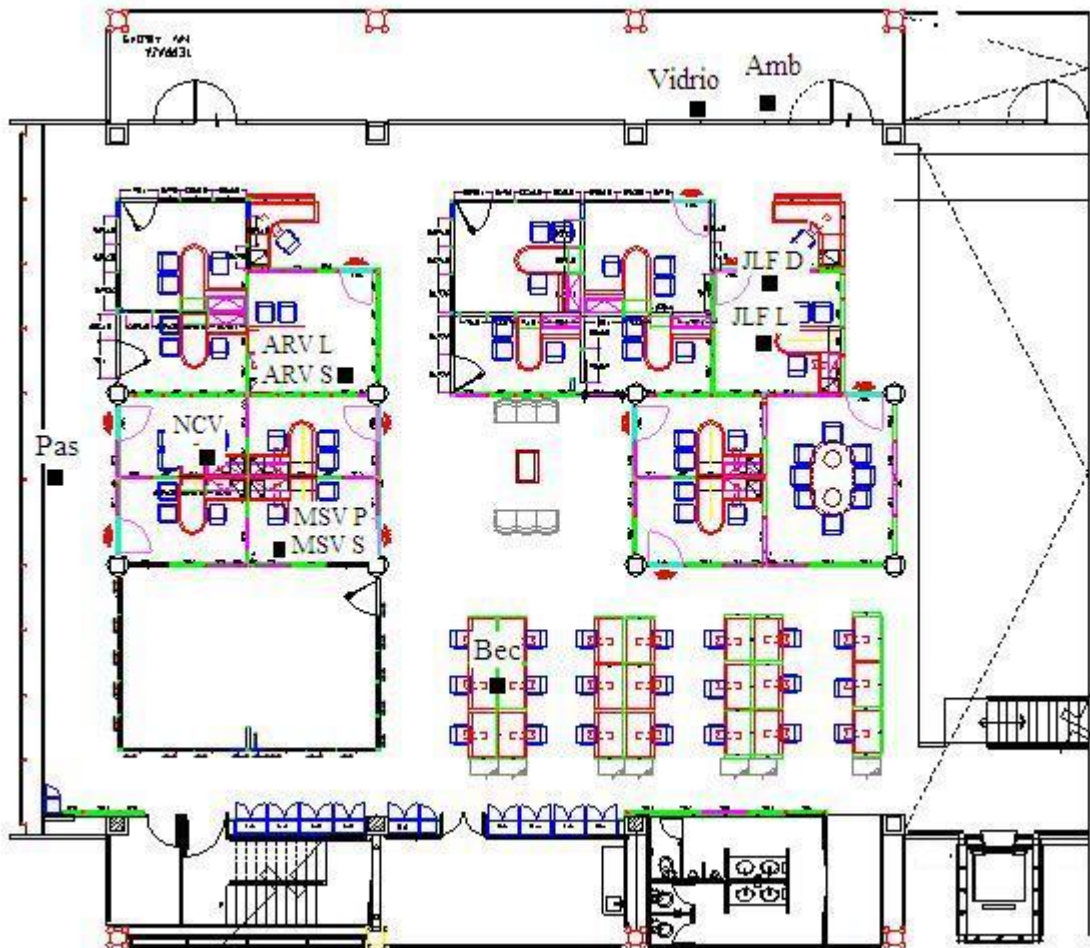


Fig. 5.45. Localización de los sensores de temperatura y humedad.

En las siguientes gráficas (Fig. 5.46 y 5.47), se muestra un comparativo de la temperatura experimental, contra la temperatura simulada, en ella puede apreciarse que las magnitudes simuladas y experimentales son muy cercanas; y además la distribución de las mismas es similar. Cabe señalar que la resolución de los termómetros es de 0.7°C , por lo que en la mayoría de los casos el error puede incluso ser experimental, por lo que se puede concluir que el modelo es exitoso y podemos suponer que cualquier otra temperatura simulada podrá estimarse por este medio, pues las mediciones se realizaron en diversos puntos a diversas alturas. Como referencia, el error promedio (RMS) en invierno fue de 1.13°C , con un error relativo de 8.74%. En verano el error promedio fue de 0.546°C , correspondientes a 2.01% de error relativo.

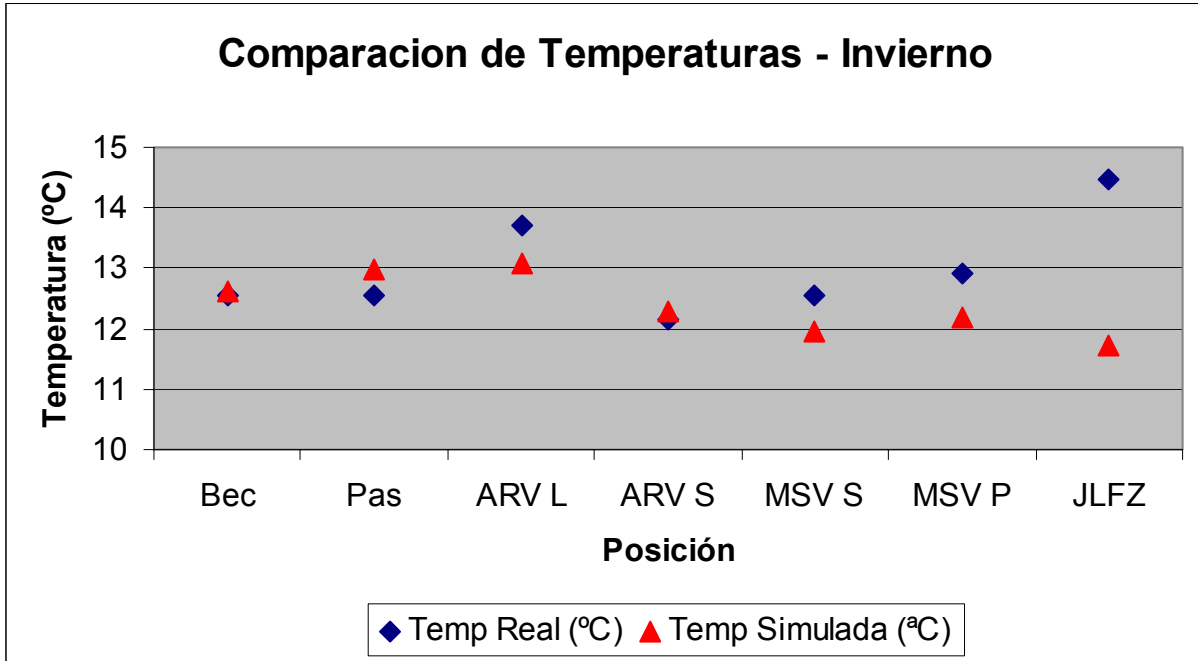


Fig. 5.46 – Comparación de temperaturas simuladas con temperaturas experimentales. Caso invierno.

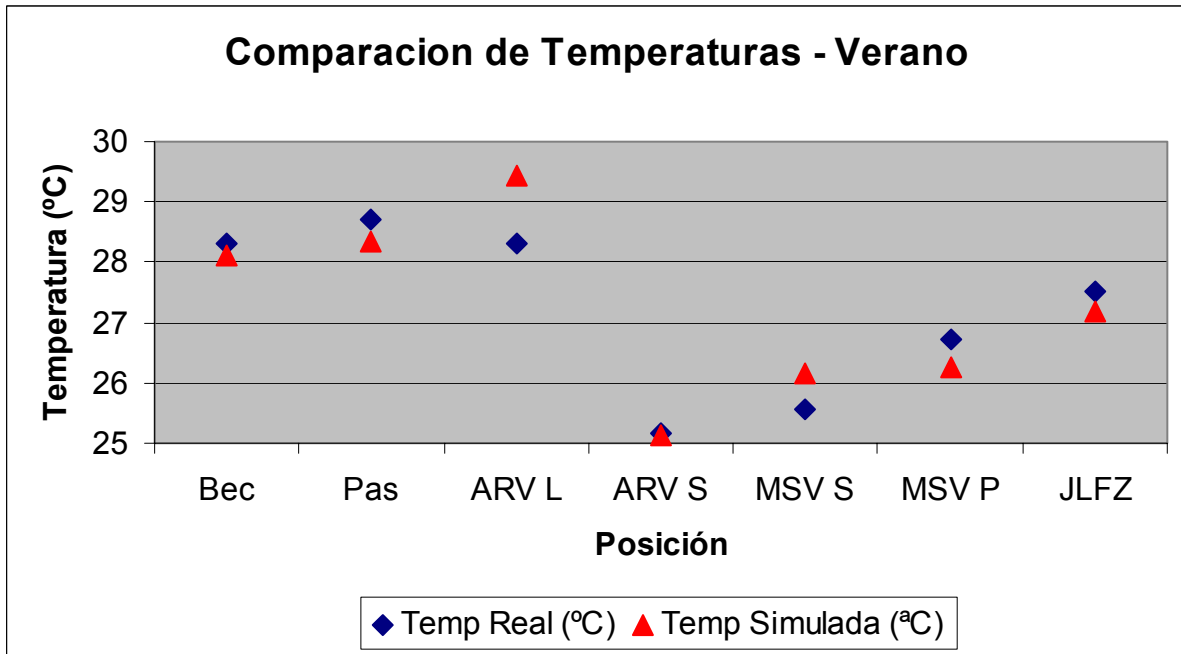


Fig. 5.46 – Comparación de temperaturas simuladas con temperaturas experimentales. Caso invierno,

Únicamente en dos puntos (ARV L en verano y JLFZ en invierno) tuvieron una diferencia mayor a la incertidumbre de la medición. Más notable es la diferencia en el caso invierno, la causa de esto fueron las condiciones de frontera inapropiadas para ese punto en específico, pues el cubículo de José Luis Fernández estaba cubierto en la parte superior con un plástico, producto de la investigación que realizó junto con Norbeto Chargoy para determinar el impacto de un espacio cerrado en las condiciones

Resultados

interiores. No se simuló de esta forma pues arrojaba resultados irreales (temperaturas mayores a 100°C), y por ello continuó como descubierto. Si se eliminara este punto en la evaluación, el error promedio en invierno sería de 0.49°C y el error relativo sería de 3.87%. En el caso verano, el punto de mayor divergencia no es tan notorio y el error puede deberse tanto a el programa (alguna suposición incorrecta) como a la propia medición y no requiere mayor análisis.

También se hizo un comparativo de la velocidad del aire medida experimentalmente contra los resultados de la simulación. Como se detalló en su sección correspondiente, se realizaron mediciones de la velocidad del aire en los puntos que se consideran las entradas de aire de nuestro modelo (las puertas y las ventilas en la pared sur), así como la medición de la velocidad en el atrio. Se reproduce la figura 5.47 con los puntos de medición que se consideraron en el atrio (en la parte superior del primer piso, o sea, se midieron desde el segundo piso).

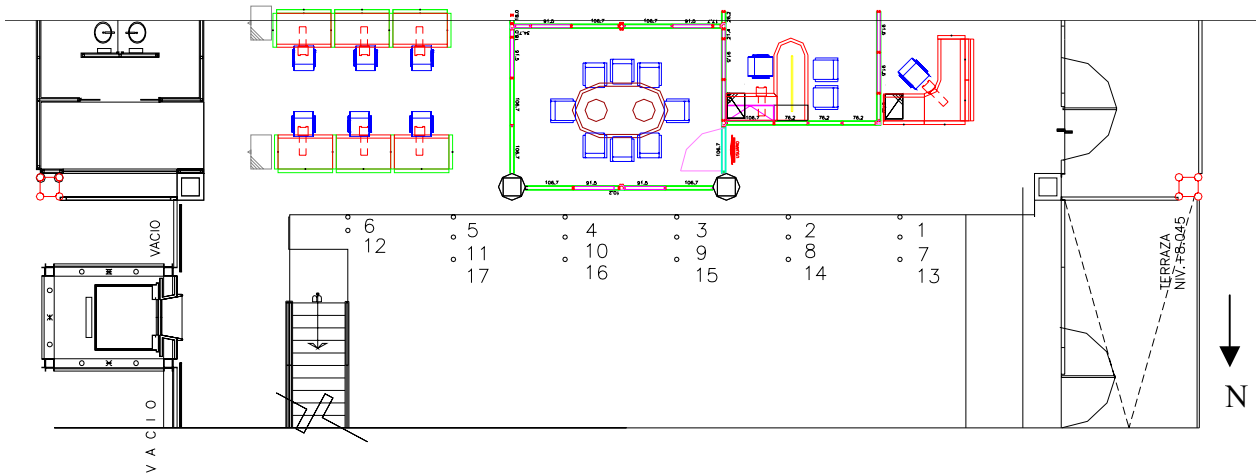


Fig. 5.47 Vista de planta de la posición del sensor del anemómetro para la medición de velocidades en el atrio de doble altura.

A continuación, se compararán las velocidades en el atrio contra las velocidades simuladas. Las mediciones experimentales se realizaron a puertas cerradas, y se reproducen en forma de perfil de velocidades, las mediciones así como la velocidad y la componente en z de la velocidad, tanto en verano como en invierno. Los perfiles que se muestran son 5, considerando la distribución en sentido norte del plano de arriba, de tal forma que la primera distribución, reproducirá los puntos 1, 7 y 13; la segunda los puntos 2, 8 y 14, y así sucesivamente. Estos perfiles se reproducen en las figuras 5.48 a 5.52 a continuación.

Resultados

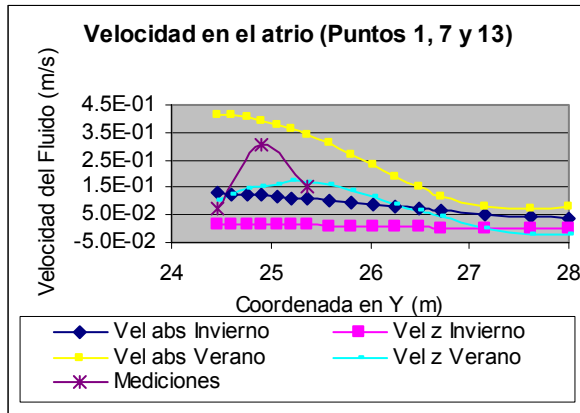


Fig. 5.48. Distribución de la velocidad y componente vertical de la velocidad en el atrio, casos invierno y verano, comparado contra los valores experimentales (véase figura 5.47)

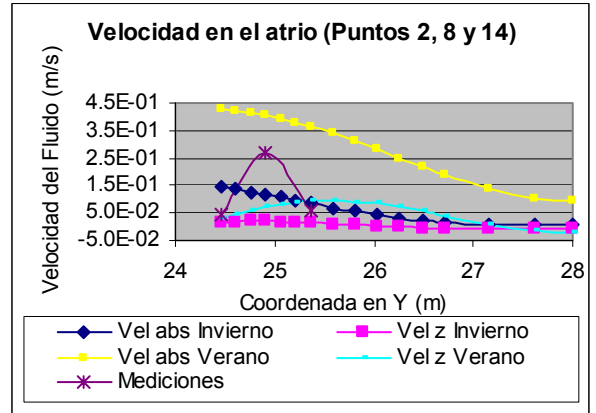


Fig. 5.49. Distribución de la velocidad y componente vertical de la velocidad en el atrio, casos invierno y verano, comparado contra los valores experimentales (véase figura 5.47)

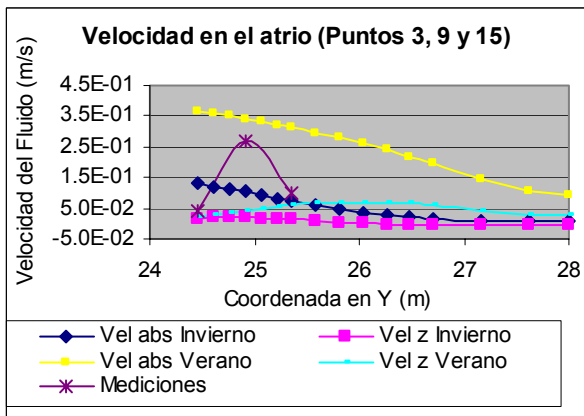


Fig. 5.50. Distribución de la velocidad y componente vertical de la velocidad en el atrio, casos invierno y verano, comparado contra los valores experimentales (véase figura 5.47)

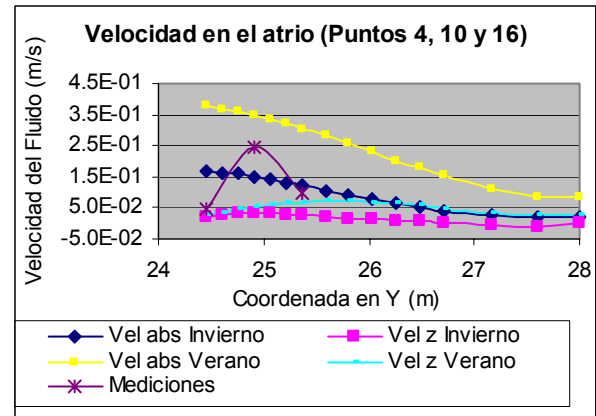


Fig. 5.51. Distribución de la velocidad y componente vertical de la velocidad en el atrio, casos invierno y verano, comparado contra los valores experimentales (véase figura 5.47)

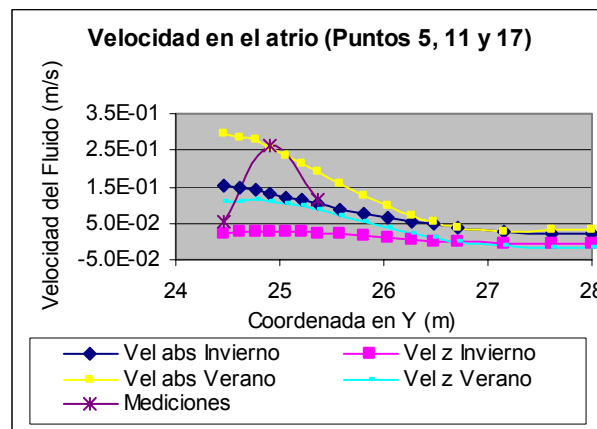


Fig. 5.52. Distribución de la velocidad y componente vertical de la velocidad en el atrio, casos invierno y verano, comparado contra los valores experimentales medidos (véase figura 5.47)

Resultados

Se puede apreciar en las gráficas anteriores que el rango de velocidades que estamos encontrando en el atrio es adecuado comparado con las mediciones realizadas. De las mediciones podemos apreciar un claro perfil de velocidades que aumenta conforme se aleja del borde y luego de 0.5m empieza a disminuir (para la coordenada en “y” de 24.91m, esto se encontró en las 5 distribuciones. Un comportamiento similar obtuvimos, pero no tan apreciable, con las componentes verticales de la velocidad, tanto en verano como en invierno, que aumenta en los primeros metros y luego disminuye su magnitud.

También es notorio que las velocidades en verano son significativamente mayores que las velocidades en invierno, esto es normal, pues la cantidad de aire que se desplaza durante el verano es mucho mayor. En invierno, el gasto de entrada es de 1.12 kg/s y en verano el gasto de entrada es de 4.77 kg/s (véase tabla 5.1 y 5.2 para la variable R1).

Es difícil poder hacer un comparativo de estas mediciones experimentales contra las variables simuladas, pues si bien el anemómetro permite medir velocidades muy pequeñas, es muy susceptible a pequeñas variaciones de la posición del sensor, pues únicamente mide la velocidad en una dirección. El sensor es muy sensible a la posición en la que se encuentre, así que probablemente no se estuviera midiendo una componente, sino que las otras componentes podrían estar introduciendo ruido a la medición. En el caso de la velocidad del aire, no es crítica para el confort humano y la resolución del anemómetro es suficiente para el rango de velocidades que encontramos dentro del edificio; por ello podemos concluir que los resultados son satisfactorios y además el error que podría llevar intrínsecamente la simulación, tendrá poco efecto en el confort humano, que apenas puede sentir corrientes de aire de alrededor de 0.3 m/s.

5.2.3. Parámetros de ventilación

Considerando las condiciones de frontera especificadas para la velocidad del aire, tanto en las entradas (velocidad constante) como a la salida (presión constante), que a su vez fueron producto de una medición experimental, podemos evaluar la ventilación del edificio bajo dichos supuestos. Utilizando la ecuación 2.47 (página 41) y los resultados de la simulación numérica, encontramos las siguientes tasas de intercambio de aire:

- Invierno: $\tau = 2.47$ cambios por hora (h^{-1})
- Verano: $\tau = 10.51$ cambios por hora (h^{-1})

Si consideramos una capacidad de 46 ocupantes para el ala sur (entre becarios e investigadores), y en condiciones de alta ocupación, se encuentra a una capacidad del 70%; entonces tomaremos un número de 34 personas en el edificio. Si dividimos el gasto de entrada entre este número de ocupantes, tenemos los siguientes resultados de cantidad de aire fresco por ocupante:

- Invierno: 109.2 m³/h o bien 30.3 l/s por persona
- Verano: 465.1 m³/h o bien 129.2 l/s por persona

Ahora bien, estos resultados hay que compararlos con los estándares de salud e higiene en el trabajo, en cuanto a ventilación, que se detallan en la siguiente tabla:

Resultados

País	Norma	Estándar de ventilación
México	NOM-001-STPS-1999 ¹⁰⁵	5 cambios por hora por edificio
España	Real Decreto 486/1997 ¹⁰⁶	30 m ³ /h de aire fresco por trabajador (ambiente sin tabaco) 50 m ³ /h de aire fresco por trabajador (ambiente sin tabaco)
EU / Canadá	ASHRAE Standard 55 ¹⁰⁷	10 l/s de aire fresco por trabajador

Tabla 5.3. Estándares de ventilación

Como se puede apreciar en la tabla 5.3, los estándares son diferentes en cuanto al parámetro monitoreado para la calidad del aire interior. De acuerdo a estos estándares, el edificio no cumpliría únicamente con la legislación mexicana en el caso invierno, que únicamente tiene 2.47 cambios por hora contra los 5 cambios por hora por edificio. El hecho de que no cumpla con la norma mexicana, simplemente se debe a la forma de medir el desempeño de la ventilación, pues en nuestro caso, la torre de ingeniería tiene un gran volumen interior, lo cual deteriora el parámetro; además el área ocupada está bien distribuida, con muchas oficinas que hacen que la densidad de gente por unidad de superficie sea muy conveniente, por ello los demás estándares, que se refieren a el volumen de aire fresco por trabajador, son satisfactorios para la torre de ingeniería.

Ahora bien, aunque pareciera que el edificio recibe suficiente aire fresco, estos resultados deben interpretarse con cuidado, pues se consideró un gasto constante en las entradas de aire del edificio, lo cual no es consistente con la realidad, pues en edificios naturalmente ventilados hay una fuerte dependencia de las diferencias de presión en el exterior, que no se pueden controlar.

El real valor agregado de la simulación, lo obtenemos al evaluar la eficiencia de la ventilación, midiendo la efectividad de mezclado de el aire exterior con el aire interior. Para ello, es necesario conocer la edad media del aire, parámetro que se obtiene en la simulación numérica al reproducir las líneas de flujo de la simulación. La eficiencia de mezclado es un parámetro que depende de la zona en la que se quiere evaluar, correspondiente a la relación entre los cambios de aire del local entre la edad media del aire en dicho punto, resultando un parámetro adimensional. Utilizando la ecuación 2.49 (pág. 43) y los parámetros de la simulación obtenidos en la simulación, se comparará la eficiencia de mezclado para los mismos 7 puntos que se compararon las temperaturas simuladas y experimentales. (Véase la figura 5.45 para mayor referencia)

¹⁰⁵ http://www.respyn.uanl.mx/iii/3/contexto/norma_edificios.html

¹⁰⁶ <http://www.mtas.es/insht/legislation/RD/lugares.htm>

¹⁰⁷ http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/pubs/ctus/64_e.html

Resultados

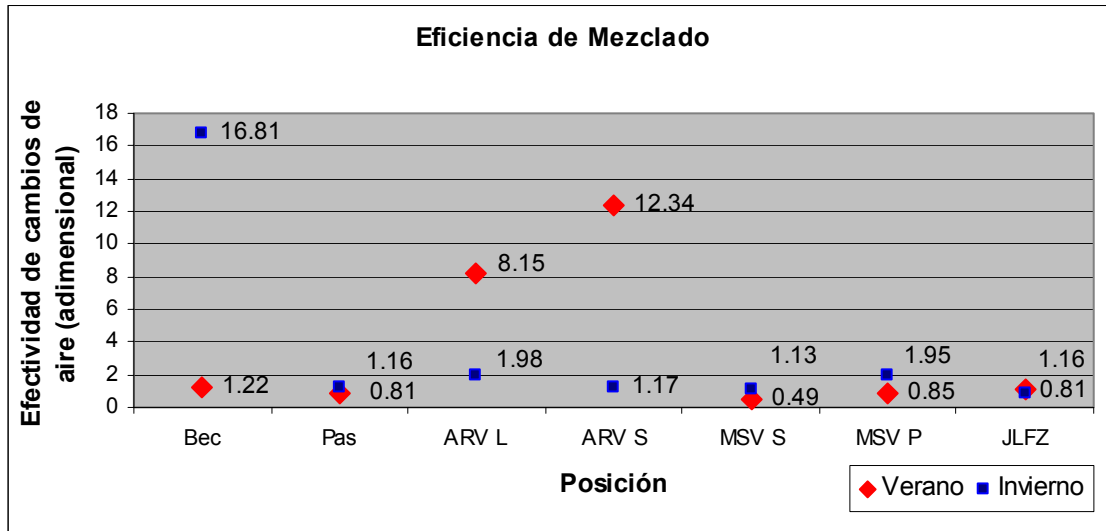


Fig. 5.53. Eficiencia de mezclado del aire exterior para puntos seleccionados del edificio.

Cuando este parámetro de efectividad es menor a 1, indica que existen puntos de estancamiento y si es mayor a uno indica que el aire se desplaza de forma adecuada. Mientras mayor sea el parámetro, aire más fresco o “nuevo” se tendrá. Podemos ver en el caso del cubículo de Alejandro Rodríguez, en verano la ventilación es mucho mejor debido a que la entrada de aire exterior se encuentra muy cercana a su cubículo. Efecto contrario sucede en el cubículo de Martín Salinas (MSV), que no recibe este aire adicional de las puertas debido a la geometría de su cubículo.

A continuación se mostrarán la distribución de la edad media del aire (figuras 5.54 a 5.57), para algunas líneas de flujo del modelo. Se reproducen las líneas de flujo de las entradas del aire y de las salidas del mismo, caso verano y caso invierno para conocer cuál es el comportamiento de la edad media del aire como distribución en el dominio y donde podrían existir problemas potenciales de ventilación. Si comparamos el valor máximo de edad del aire (de entrada) tendríamos un valor de 0.47 para el caso invierno y uno de 0.40 para el caso verano. Se puede apreciar en estas distribuciones que la mayoría de la figura contiene líneas de flujo con aire con poco tiempo de residencia y las zonas con más tiempo son la minoría.

Podemos concluir entonces, que el edificio cuenta con una ventilación adecuada (al menos para esta zona del ala sur del primer piso), tanto en verano como en invierno; aunque existen algunas zonas que tienen aire estancado y sería conveniente contar con un mayor movimiento de aire. La clave del edificio para lograr estándares adecuados en ventilación, es que cuenta con una densidad poblacional baja, lo que favorece la distribución del aire nuevo. Como recomendación, un mayor análisis sería necesario, considerando la naturaleza fluctuante de la ventilación natural.

Resultados

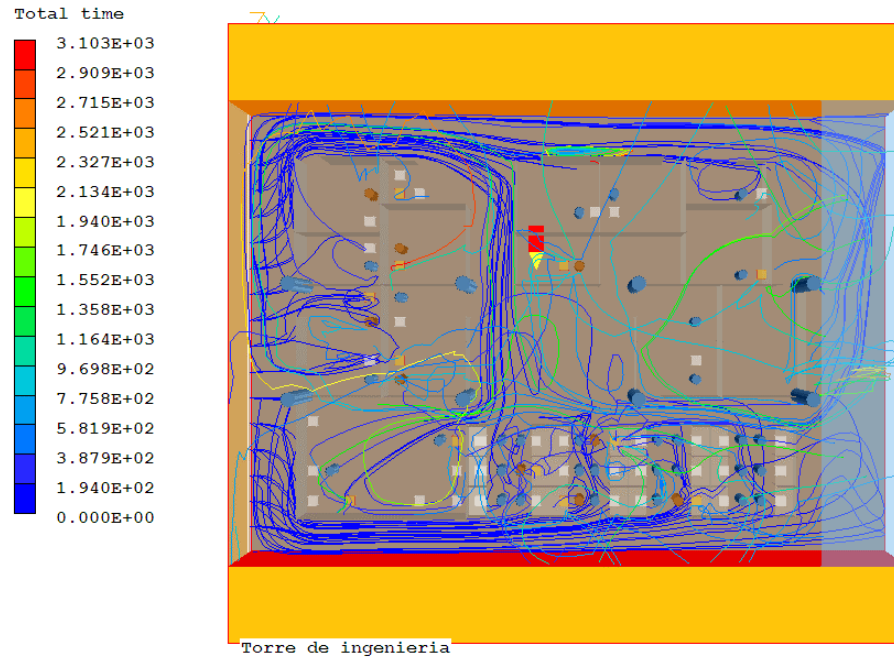


Fig. 5.54. Líneas de flujo y edad media del aire para el aire de entrada. Caso invierno. En azul se muestra el aire con menor tiempo.

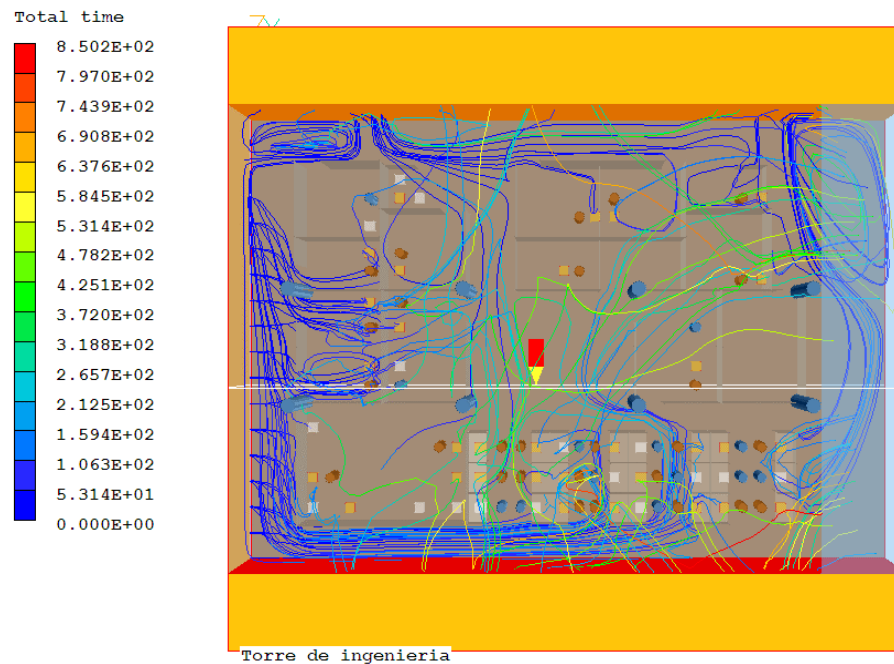


Fig. 5.55. Líneas de flujo y edad media del aire para el aire de entrada. Caso verano. En azul se muestra el aire con menor tiempo.

Resultados

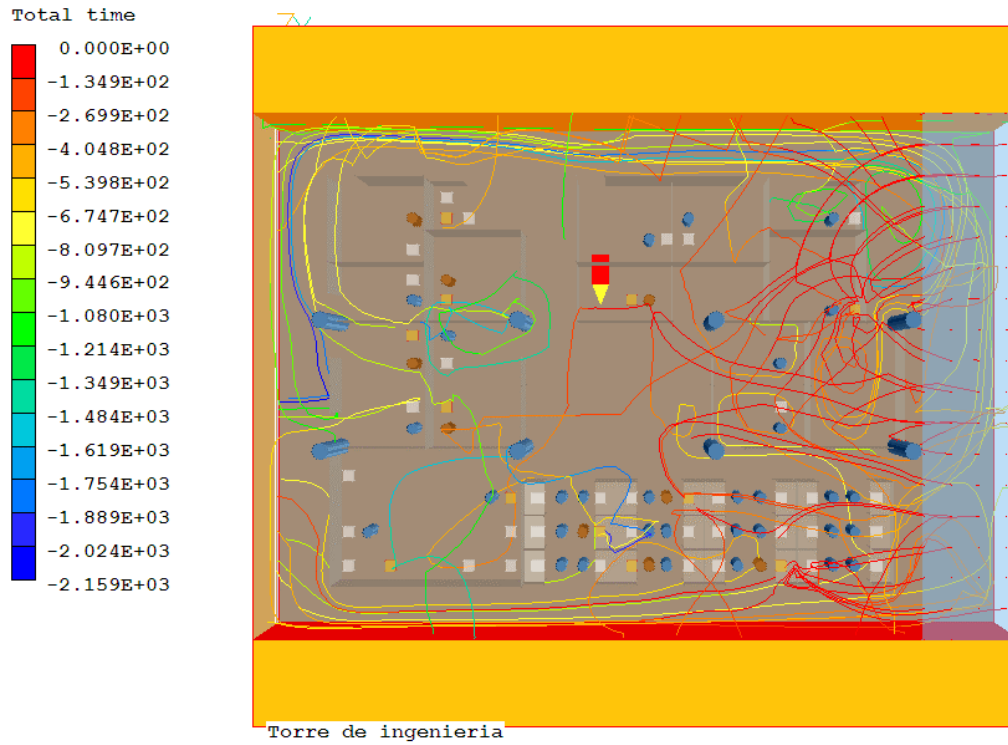


Fig. 5.56. Líneas de flujo y edad media del aire para el aire de salida. Caso invierno. En rojo se muestra el aire con menor tiempo.

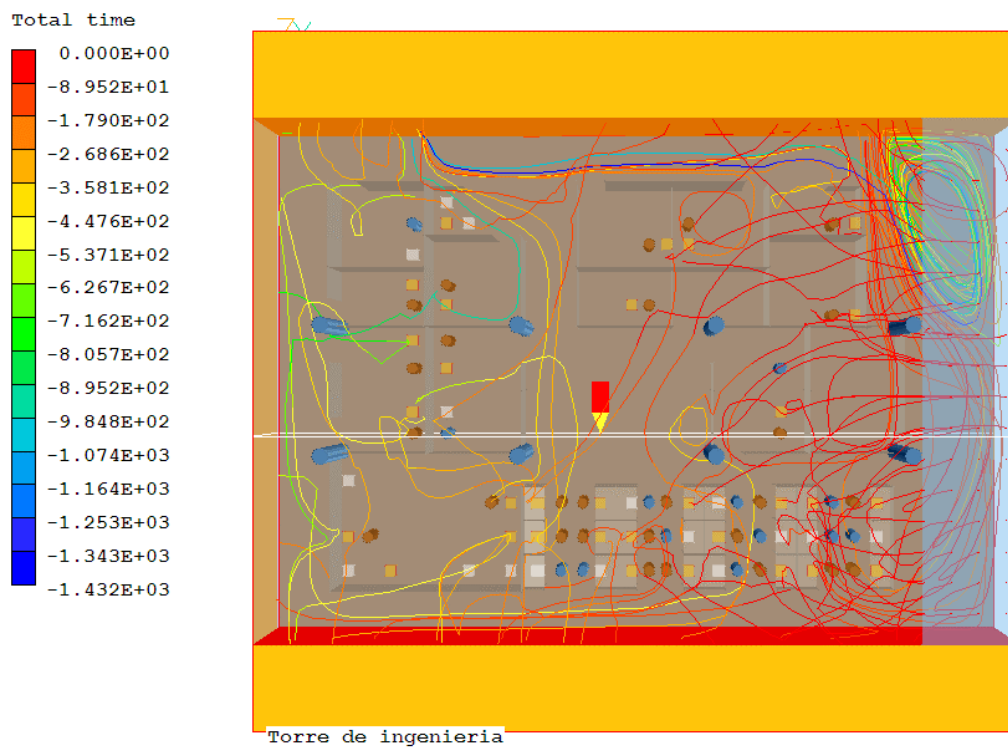


Fig. 5.57. Líneas de flujo y edad media del aire para el aire de salida. Caso verano. En rojo se muestra el aire con menor tiempo.

Resultados

5.2.4. Discusión de los resultados

Es conveniente también discutir los resultados con respecto a las condiciones de frontera que se eligieron. En el caso invierno, se eligieron condiciones de frontera considerando la temperatura ambiente mayor a la temperatura experimental y también las temperaturas de las paredes mayores a la medición en el vidrio. De igual forma se tuvieron que ajustar las condiciones de frontera de temperatura ambiente y temperatura de las paredes exteriores en el caso verano. Como referencia, en el apéndice A aparecen los resultados de las simulaciones considerando las variables experimentales como condiciones de frontera.

Hay que recordar que una simulación siempre será una simplificación de la realidad, los valores experimentales muestran una fotografía de cómo se encontraban las variables físicas medidas en ese momento. En nuestro caso existen una serie de simplificaciones de la realidad que en mayor o menor medida afectan a los resultados de la simulación. Estas simplificaciones, comparado contra los fenómenos reales son las siguientes:

Variable	Condiciones de la simulación	Condiciones Reales
Dependencia con el tiempo	Se simuló en estado permanente.	Las condiciones ambientales son un fenómeno transitorio por naturaleza, basta ver que la temperatura es función de la hora del día.
Composición de las paredes, techo, piso y muebles	Se simularon como paredes adiabáticas (sin transferencia de calor).	Existen diferentes materiales, con cierta conductividad térmica y capacidad térmica.
Velocidad del aire	Se considera una entrada de aire a una velocidad constante	La velocidad del aire es un fenómeno transitorio, con picos de alta y baja velocidad.
Personas en el instituto	Se consideran objetos fijos con una generación de calor constante. Se considera una geometría diferente (cilindro).	Las personas se mueven dentro del instituto y generan movimientos adicionales en el aire. De igual forma la generación de calor es función de su actividad física. Su relación área/volumen también es importante para la transferencia de calor y es diferente a lo simulado.
Radiación térmica	Se considera un modelo de radiación térmica (immersol) que simplifica los efectos del fenómeno de radiación térmica.	Se deben considerar factores angulares y propiedades del material como el coeficiente de absorción.
Turbulencia	Se considera un modelo de turbulencia (k-ε) que considera los efectos de la misma	La turbulencia es un fenómeno muy complejo que sigue y seguirá siendo estudiado por el hombre, lo más aproximado que tenemos son los modelos de turbulencia
Infiltraciones	No se consideran entradas de aire diferentes a las puertas o las ventilas	La mecánica de fluidos es muy compleja y es posible que existan infiltraciones por el área de las escaleras de emergencia o bien que existan otras fugas de aire del edificio además de la generada por el atrio
Muebles y puertas de los cubículos	No se están considerando objetos adicionales en la simulación. Las puertas de los cubículos podrían haberse encontrado en posición diferente (abierta o cerrada)	Los objetos como libros o muebles también ayudan a la inercia térmica del edificio, tienen una conductividad y una capacidad térmica que no se está contabilizando. Es difícil saber si las puertas de los cubículos se encontraban abiertas o cerradas en ese momento

Tabla 5.4. Simplificaciones de la simulación

Resultados

Variable	Condiciones de la simulación	Condiciones Reales
Zona norte del edificio	No se simuló, pues el edificio puede considerarse simétrico y se consideraron dichas condiciones de frontera	Las geometría de la zona norte, si bien es similar, no se simétrica. El balcón se encuentra en la zona este y los baños en la zona oeste, de forma contraria al ala sur. No se podría considerar la misma velocidad del aire para ambas alas, pues depende del viento exterior
Lámparas y estructura del edificio	Se simuló como una zona de “porosidades” con transferencia de calor, la porosidad es una resistencia al flujo. La generación de calor se considera a lo largo de toda la superficie	La geometría de las lámparas y de la estructura del edificio es muy específica y con ciertas propiedades del material. La generación de calor ocurre únicamente en las luminarias y no a lo largo de toda la superficie.
Resto del edificio	Se tomó una pequeña sección del edificio para su estudio, sin considerar cómo influye el resto del comportamiento del edificio en esta zona en específico.	El resto de los pisos, y el atrio de cuádruple altura deberán tener alguna influencia en el comportamiento termohidrodinámico del edificio.

Tabla 5.4 (continuación). Simplificaciones de la simulación.

De todas estas simplificaciones, se llevó a cabo alguna estrategia para mitigar estos factores de ruido (geometría simplificada, modelos de turbulencia o radiación, no considerar propiedades de los materiales). Si bien a nivel macro todas estas simplificaciones se están atacando de alguna forma, existen dos de ellas que requieren más criterio para lograr los resultados esperados: la simulación en estado permanente y la simulación de la inercia térmica del edificio.

Sería imposible lograr temperaturas simuladas similares a las experimentales en el interior del edificio con las condiciones de frontera experimentales que se consideraron en los casos verano A e invierno A. Esto se debe a que se consideraron los puntos extremos (en verano e invierno) y además porque no se está simulando el efecto de la inercia térmica en el edificio. El estado permanente implica que las variables que se encontrarán, luego de un tiempo muy largo con las mismas condiciones externas, son los resultados que arroja la simulación y en la realidad lo que tenemos es una temperatura que está cambiando constantemente. Por ello se debería considerar un promedio de temperaturas y no un valor extremo que estará presente por poco tiempo.

El simular en estado permanente, implica que las condiciones iniciales no tendrán efecto en el resultado final, pues el tiempo considerado por la simulación será tan largo, que el edificio “olvidará” a que temperatura se encontraba en un inicio. Si además de esto, consideramos que no existen objetos en el interior del edificio capaces de absorber parte del calor (recordando que son superficies adiabáticas lo que se simuló), los efectos de la inercia térmica del edificio tampoco se están considerando, en el caso invierno, existirá energía guardada en el edificio que aumente la temperatura interior, y en el caso verano, también deberán de absorber parte de la energía que se está introduciendo, y de esta forma aumentar su temperatura superficial y la temperatura ambiente sería menor.

Para sobreponerse a estas limitaciones del modelo, y poder simular condiciones más apegadas a la realidad, lo que se hizo fue aumentar la temperatura ambiente y de las paredes exteriores en el caso invierno; y de igual forma disminuir la temperatura en el caso verano, tanto para las paredes como la temperatura ambiente. En el caso verano, adicionalmente, se encontró una temperatura superficial de 59.1°C en el vidrio, esto por la gran cantidad de radiación que recibe la pared oeste en la tarde, y esto

Resultados

además podría estar causando un error en la medición tanto en este sensor, como el sensor de la temperatura ambiental. En la siguiente tabla, se podrán ver estos ajustes en las condiciones de frontera que se hicieron tanto en el caso verano como en el caso invierno.

Variable	Suposición original (Invierno A y Verano A)	Magnitud	Suposición final (Invierno B y Verano B)	Magnitud
Temperatura del aire de entrada	Igual a experimental	Inv = 1.17°C Ver = 34.43 °C	Se ajustó a las temperaturas medidas en el interior	Inv = 7.5°C Ver = 23°C
Temperatura de la pared oeste	Igual al a experimental	Inv = 5.5 °C Ver = 59.1 °C	Se estimó y ajustó a las temperaturas medidas en el interior	Inv = 11.5°C Ver = 35 °C
Temperatura de la pared este y la pared sur	Igual a la temperatura de la pared oeste	Inv = 5.5 °C Ver = 59.1 °C	Se estimó y ajustó a las temperaturas medidas en el interior	Inv = 11.5 °C Ver = 25 °C

Tabla 5.5. Modificación de las condiciones de frontera para disminuir los efectos de la inercia térmica y el estado permanente.

Si bien podría parecer una disminución drástica de las variables simuladas contra las variables experimentales, en el caso de la temperatura superficial de las paredes, debería ser de alguna forma similar a las temperaturas encontradas dentro del edificio, a menos de que tenga una condición especial (como por ejemplo la radiación adicional en la pared oeste en el caso verano), y por ello se ajustaron a una temperatura más cercana a las temperaturas medidas dentro del edificio.

Como referencia y para comparar estas variables, en la siguiente tabla se reproducen las temperaturas registradas en un par de observatorios meteorológicos¹⁰⁸ y así obtener una referencia basada en los datos meteorológicos oficiales (tabla 5.6). Como se puede observar, la magnitud de la temperatura ambiente en las condiciones de frontera se asemeja a la temperatura promedio registrada en el día, lo cual es consistente con lo que se expuso anteriormente en cuanto a la simulación en estado permanente contra el transitorio, las condiciones de frontera que se deben de utilizar deben ser un valor promedio.

	Valor Experimental	Condición de Frontera Simulación	Observatorio, Poniente de la Ciudad de México	Observatorio, Aeropuerto de la Ciudad de México
Invierno 17 ene 2005, 7:30	1.17 °C	7.5 °C	1.9 °C Promedio: 8.7°C	1 °C Promedio: 10 °C
Verano 4 jun 2005, 17:00	34.43 °C	23 °C	29.9 °C Promedio: 23°C	32 °C Promedio: 24 °C

Tabla 5.6. Comparación de las condiciones de frontera contra mediciones en observatorios meteorológicos.

Como conclusión, para la simulación numérica de fluidos utilizada para la predicción de las condiciones ambientales de el interior de un edificio; si la simulación se realiza en estado permanente, las condiciones de frontera deben de ajustarse (disminuir la temperatura en verano, aumentar la temperatura en invierno) para minimizar el efecto de las variables que se comportan naturalmente en forma transitoria.

¹⁰⁸ <http://www.wunderground.com/>

5.3. EVALUACIÓN DEL CONFORT DEL EDIFICIO

Conocemos cómo están distribuidas las variables en el dominio, tanto en verano como en invierno, el último paso en la evaluación del confort térmico será el cálculo de los índices de confort discutidos, primero los parámetros de satisfacción globales (índice PMV de Fanger) y luego los relacionados con la incomodidad térmica local.

Estas evaluaciones se harán para determinadas alturas y serán parámetros que evaluación del promedio del edificio. La figura 5.58 detalla las alturas a las que se debe evaluar el confort térmico de una persona parada y una persona sentada.

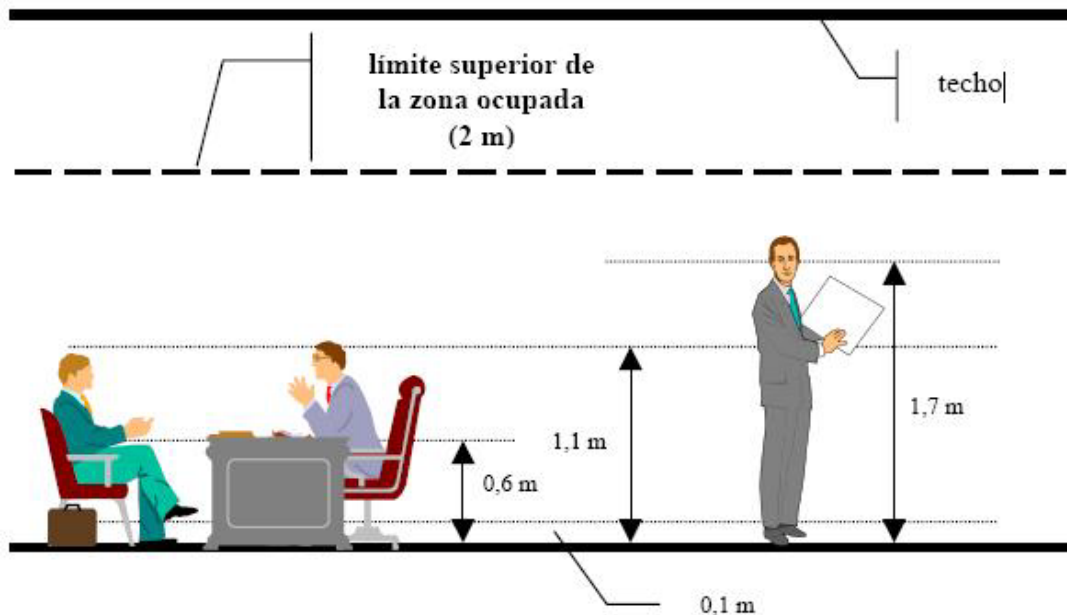


Fig. 5.58. Establecimiento de los puntos de evaluación del confort.¹⁰⁹

La tabla 5.7 detalla los resultados promedio de la simulación para determinadas alturas, obtenidos a través de la simulación

Altura	Temperatura Promedio (°C)		Velocidad Promedio (m/s)		Temperatura radiante promedio (°C)	
	Invierno	Verano	Invierno	Verano	Invierno	Verano
Z=0m (piso)	9.92	25.81	0.114	0.193	11.01	27.13
Z=0.1m (Tobillos: sentado o parado)	9.95	25.83	0.109	0.188	11.02	27.13
Z=0.6m (Altura promedio: persona sentada)	10.22	26.05	0.068	0.151	11.05	27.18
Z=1.1 (Altura promedio: persona parada; Cabeza: persona sentada)	10.59	26.38	0.049	0.129	11.09	27.22
Z=1.7 (Cabeza: persona parada)	11.14	26.79	0.034	0.098	11.12	27.28
Z=3.5 (techo)	12.63	29.47	0.097	0.161	11.21	27.46

Tabla 5.7. Resultados promedio de la simulación a determinadas alturas

¹⁰⁹ <http://www.idae.es/revision-rite/documentos/ITE-02-01.pdf>

Resultados

Para poder calcular los índices de confort, serán necesarios además los siguientes parámetros:

Parámetro	Invierno	Verano
Humedad Relativa (%)	41.24%	22.01%
Aislamiento del vestido (clo)	1.0 Clo	0.8 Clo
Actividad Metabólica (met)	1.2 Met	1.2 Met
% Turbulencia (%)	35.33%	36.32%
Temperatura pared oeste (°C)	11.5 °C	35 °C
Temperatura pared este (°C)	11.5 °C	25 °C

Tabla 5.8. Parámetros adicionales para la evaluación del confort

La humedad relativa se obtuvo como el promedio de las mediciones experimentales que se obtuvieron de los sensores de temperatura y presión que estaban instalados dentro del edificio. El aislamiento del vestido se obtuvo en el anexo de esta tesis, en el apéndice C, considerando una ropa de trabajo normal en verano y una vestimenta normal para invierno. La actividad metabólica también se estimó utilizando el apéndice C, considerando una actividad sedentaria en oficinas.

El porcentaje de turbulencia se obtuvo con las mediciones realizadas tanto en la entrada como en la salida, que pueden encontrarse en las tablas 4.2 a 4.4. Se estimaron obteniendo la desviación estándar de las mediciones en el atrio (se consideraron 3 puntos, coincidentes con su perfil: 1 a 6, 7 a 12 y 13 a 17; de acuerdo a la figura 5.47 y se reproduce el promedio de el porcentaje de turbulencia de estos tres), en las ventilas de la pared sur y en la puerta. Los valores encontrados fueron los siguientes:

Atrio: %Tu = 42.46%
Ventilas pared sur: %Tu = 28.21%
Puertas: % Tu = 38.31%

Para el caso verano se considerará el promedio de las tres mediciones anteriores y en el caso invierno se considerará únicamente el promedio de las ventilas de la pared sur y del atrio, y esos promedios son los que se consideraron en la tabla 5.8.

A continuación se detallarán los diferentes índices calculados, comparado con su estándar y su contribución a la fracción de personas insatisfechas (PPD), tanto para invierno (tabla 5.9), como para verano (tabla 5.10). En esta tabla se evalúan las condiciones promedio para las zonas recomendadas para la evaluación del confort térmico que se reprodujeron en la figura 5.58. Se evalúan tanto el índice de confort general (PMV) como los índices de insatisfacción térmica local, causados por corrientes de aire, asimetría de radiación térmica, diferencia de temperaturas vertical y la temperatura del piso.

En las tablas se hace referencia a la ecuación con la cual se estimó el parámetro correspondiente, así como la ecuación con la cual se puede hacer una relación con la fracción de personas insatisfechas. En el caso de que no exista una ecuación, se referirá simplemente a una temperatura o una diferencia de temperaturas, las cuales se debieron haber obtenido de la tabla 5.7 o 5.8. En el caso específico de la asimetría de radiación térmica con el techo se obtuvo con la diferencia de la temperatura promedio a 0.6m con la temperatura promedio del techo. Además, en las tablas se hace referencia a los valores recomendados para la variable para estar comfortable.

Resultados

Parámetro Caso Invierno	Cálculo del parámetro		Estándar ¹¹⁰	Fracción de personas insatisfechas (PPD)	
	Ecuación	Magnitud		Ecuación	Magnitud
PMV personas sentadas	2.31-2.36	-2.44	-0.5<PMV<0.5	2.37	92.13%
PMV personas paradas	2.31-2.36	-2.32	-0.5<PMV<0.5	2.37	88.75%
Corrientes de aire a 0.1m	2.38	18.98	<15%	2.38	18.98%
Corrientes de aire a 1.1m	2.38	0	<15%	2.38	0%
Corrientes de aire a 1.7m	2.38	0	<15%	2.38	0%
Temperatura de piso		9.92°C	19°C<t _f <29°C	2.42	43.92%
Asimetría de radiación por techo caliente		2.41°C	< 5 °C	2.40	2.18%
Asimetría de radiación por ventanas frías		0°C	<10 °C	2.40	0%
Diferencia de temperatura vertical – personas sentadas		0.64°C	<3 °C	2.41	0.77%
Diferencia de temperatura vertical – personas paradas		1.19°C	<3 °C	2.41	1.15%

Tabla 5.9. Parámetros de confort, condiciones en invierno.

Parámetro Caso Verano	Cálculo del parámetro		Estándar	Fracción de personas insatisfechas (PPD)	
	Ecuación	Magnitud		Ecuación	Magnitud
PMV personas sentadas	2.31-2.36	0.56	-0.5<PMV<0.5	2.37	11.52%
PMV personas paradas	2.31-2.36	0.64	-0.5<PMV<0.5	2.37	13.52%
Corrientes de aire a 0.1m	2.38	13.56%	<15%	2.38	13.56%
Corrientes de aire a 1.1m	2.38	7.69%	<15%	2.38	7.69%
Corrientes de aire a 1.7m	2.38	4.89%	<15%	2.38	4.89%
Temperatura de piso		25.83°C	19°C<t _f <29°C	2.42	7.38%
Asimetría de radiación por techo caliente		3.42°C	< 5 °C	2.40	3.58%
Asimetría de radiación por ventanas calientes		10°C	<10 °C	2.40	1.44%
Diferencia de temperatura vertical – personas sentadas		0.55°C	<3 °C	2.41	0.74%
Diferencia de temperatura vertical – personas paradas		0.96°C	<3 °C	2.41	0.94%

Tabla 5.10. Parámetros de confort, condiciones en verano.

De las tablas anteriores, podemos entonces reafirmar la problemática que se describió en el planteamiento de la tesis, siendo que las condiciones en invierno suelen ser más inconfortables que las condiciones de verano para los habitantes del primer piso de la torre de ingeniería. Vemos como caso extremo que el índice de confort PMV es de -2.44 y -2.32 para personas sentadas y paradas, respectivamente, lo que trasladado a personas insatisfechas, se obtiene alrededor de 90% de insatisfacción con el ambiente.

Más allá de reafirmar el problema que ya se conocía, con los parámetros de confort y la simulación numérica podemos ahora asignar una variable a controlar (PMV) y tenemos en el modelo

¹¹⁰ Markov, Detelin. Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters
<http://www.cfdc.tu-sofia.bg/publications/lec19Markov.pdf>

Resultados

computacional una herramienta ya calibrada con las mediciones experimentales en el instituto, para poder cambiar las condiciones en el mismo y sobre todo poder cuantificar su efecto en el confort de los habitantes.

Otro hallazgo importante de estos resultados es que si bien la gente se enfoca en la temperatura ambiente como único índice de confort, vemos que existen además un par de problemas en invierno: la temperatura del piso y las corrientes de aire a la altura de los tobillos. La temperatura ambiente es tan fría en invierno que está dando como resultado que tanto el piso como las corrientes de aire sean inconfortables; y en el caso específico de las corrientes de aire, el efecto es causado por la temperatura del aire y no tanto por su velocidad o su turbulencia. Al utilizar este modelo para cuantificar alguna solución para el confort del edificio, se deberá de considerar alguna solución que pueda mejorar cada uno de estos tres problemas identificados.

Ahora bien, el entender cuáles son las seis variables que intervienen en el confort térmico nos ayuda también a visualizar soluciones que pueden parecer menos complejas. Por ejemplo, en invierno, si se tuviera una vestimenta un poco más pesada, y se aumentara en 0.2 Clo el aislamiento del vestido, el parámetro PMV se incrementaría en casi 0.45 puntos y las personas insatisfechas serían alrededor de 18% menos; esta alternativa se puede llevar a cabo por cualquier persona, pero el problema podría visualizarse más bien de tipo cultural que de el propio ambiente del edificio, pues el clima en la ciudad de México es tan constante durante todo el año, que no se tiene la costumbre de tener vestimenta radicalmente diferente en verano y en invierno. No solemos adaptarnos a nuestro ambiente de igual forma que otras ciudades en las que el clima en invierno y en verano es completamente diferente.

De los parámetros de confort en verano se puede concluir que el ambiente es ligeramente caluroso (índice PMV), pero todos los demás parámetros de confort térmico local son favorables, así que ni siquiera las corrientes de aire (al menos como promedio) con las puertas abiertas están generando incomodidad térmica a los habitantes. Si consideramos que este caso fue simulado con las condiciones extremas en verano, entonces podemos concluir que esta porción del edificio se comporta adecuadamente en verano.

Finalmente, aprovechando la capacidad del modelo de predecir las variables en cualquier punto del dominio, se hará una evaluación del confort térmico de los lugares individuales donde se colocaron los sensores de temperatura. Se evaluará el confort para esa posición para las alturas recomendadas y no a la altura en la que se colocó el sensor. Los parámetros de confort se detallan en las tablas 5.11 y 5.12 a continuación.

Invierno	Parámetro					PPD (%)				
	ARV	JLFZ	Bec	Pas	MSV	ARV	JLFZ	Bec	Pas	MSV
PMV personas sentadas	-1.96	-2.04	-2.24	-2.67	-2.18	75.0	78.6	86.3	96.3	84.0
PMV personas paradas	-1.89	-2.04	-2.29	-2.58	-2.16	71.8	78.5	88.0	95.0	79.4
Corrientes de aire a 0.1m (%)	6.42	0.00	0.00	18.66	15.29	6.4	0.0	0.0	18.7	15.3
Corrientes de aire a 1.1m (%)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Corrientes de aire a 1.7m (%)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Temperatura de piso (°C)	12.25	11.25	9.68	7.53	11.94	32.4	37.2	45.2	56.1	33.9
Asimetría de radiación por techo caliente (°C)	1.09	1.45	2.76	5.64	1.05	0.6	1.0	2.7	7.4	0.6
Diferencia de temperatura vertical: personas paradas (°C)	0.24	0.50	1.44	2.58	0.24	0.7	0.7	1.5	4.7	0.7

Tabla 5.11. Parámetros de confort para lugares específicos en el edificio. Caso invierno.

Resultados

Verano	Parámetro					PPD (%)				
	ARV	JLFZ	Bec	Pas	MSV	ARV	JLFZ	Bec	Pas	MSV
PMV personas sentadas	0.46	0.84	0.50	0.03	0.69	9.4	19.9	10.2	5.0	15.0
PMV personas paradas	0.61	0.90	0.57	-0.09	0.69	12.8	22.1	11.8	5.2	15.0
Corrientes de aire a 0.1m (%)	16.17	1.21	6.65	7.83	0.00	16.2	1.2	6.6	7.8	0.0
Corrientes de aire a 1.1m (%)	3.63	0.00	2.31	15.91	0.00	3.6	0.0	2.3	15.9	0.0
Corrientes de aire a 1.7m (%)	0.00	0.36	0.64	10.55	0.00	0.0	0.4	0.6	10.6	0.0
Temperatura de piso (°C)	24.97	26.89	25.33	23.02	26.34	6.6	8.7	6.9	6.1	8.0
Asimetría de radiación por techo caliente (°C)	6.14	5.10	2.89	7.20	3.57	8.4	6.4	2.8	10.8	3.8
Diferencia de temperatura vertical: personas paradas (°C)	1.65	0.33	1.57	1.56	0.20	1.9	0.7	1.7	1.7	0.7

Tabla 5.12. Parámetros de confort para lugares específicos en el edificio. Caso verano.

Como se puede observar en las dos tablas anteriores, la distribución del índice de confort es claramente dependiente de la temperatura, aunque el resto de los parámetros, sobre todo la velocidad del aire, tienen influencia en la sensación térmica. Las áreas más frías del edificio son aquellas más expuestas a las corrientes de aire, por esto el cubículo de Alejandro Rodríguez (ARV) se vuelve uno de los lugares más frescos en verano por la cercanía con la entrada de aire, comparado con el caso anterior que era el lugar más cálido (hablando de índice PMV) en invierno, cuando tenía las puertas cerradas.

Esta ventaja de conocer la magnitud de las variables en cualquier punto del modelo, también puede ayudar a distribuir a la gente dependiendo de su sensibilidad al calor o al frío. Esta es otra forma sencilla de contribuir a mejorar el ambiente térmico conociendo cómo está distribuido el índice de confort, y sabiendo que el factor psicológico también toma papel en la evaluación del confort térmico.

Por último, es conveniente hacer una correlación de los índices PMV. Para ello, Rupert Götz¹¹¹ realizó una encuesta acerca del confort térmico del edificio apegado a la escala de Fanger y el PMV (Tabla 2.4). Esta encuesta se realizó vía una base de datos en plataforma web. Se seccionaron los datos por piso y los resultados de la encuesta, comparado con los resultados promedio obtenidos, fueron los siguientes:

	Invierno		Verano	
	PMV	PPD	PMV	PPD
Todos los pisos (1 a 6). Encuesta.	-1.80	66.84%	2.07	79.73%
Piso 6. Encuesta.	0.07	5.09%	2.67	96.30%
Piso 1. Encuesta.	-2.57	94.70%	1.26	38.27%
Piso 1. Simulación, promedio del edificio	-2.44	92.13%	0.56	11.52%

Tabla 5.13. Encuesta de confort aplicada a la torre de ingeniería.

Como puede observarse en la tabla 5.13, los resultados del índice de confort en invierno son consistentes con la encuesta, mientras que el resultado en verano, si dista mucho del parámetro calculado. Esta divergencia puede deberse a dos posibles causas:

¹¹¹ Götz, Rupert. Diseño, simulación y optimización del sistema de ventilación natural de la Torre de Ingeniería. Pag 28.

Resultados

- Tendencia de los ocupantes a exagerar el resultado de la encuesta. Si retomamos la redacción del enunciado en el correo electrónico de la encuesta en marzo de 2006 fue: “A todos el personal de la torre de ingeniería se solicita su apoyo para mejorar las condiciones térmicas de la Torre de ingeniería. Le agradecemos que dedique un poco de su tiempo respondiendo a la encuesta que se ha elaborado con este fin”. De esta forma, si el ocupante exagera su sensación térmica, podría obtener una mejora en el ambiente térmico.
- La escala PMV no es adecuada para este fin y deberían recalibrarse los factores de confort a la realidad. Hay que recordar que esta escala fue deducida como resultado de experimentos en cámara climática, y que además está únicamente validada para edificios con aire acondicionado, y la muestra que se tomó para éste índice fue primordialmente gente que vive en latitudes más al norte y en primer mundo. Probablemente la respuesta de los habitantes de la ciudad de México en un edificio con ventilación natural sería diferente comparada con los factores que se consideraron para dicha escala.

Aunque no es la finalidad de este trabajo validar la escala PMV en estas condiciones, al menos es una referencia que se debe considerar. Otro punto interesante de la encuesta es que los ocupantes del sexto piso contestaron la encuesta de forma radicalmente a los ocupantes del primer piso: mucho calor en verano y agradable en invierno, lo que demuestra la clara existencia de una estratificación térmica. Si se busca una solución para mejorar el clima interior en la torre de ingeniería, probablemente se deberán buscar alternativas diferentes en cada piso y que además no empeore la situación de otro de los pisos.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

La conclusión principal de este trabajo es que se pudo demostrar la aplicabilidad de una herramienta relativamente nueva de ingeniería, la mecánica de fluidos computacional, a una aplicación específica de interés práctico, la evaluación del confort térmico de un edificio. Esto se demostró mediante una comparación de los resultados numéricos contra la situación real, haciendo uso de mediciones experimentales que apoyaron tanto a la definición de las condiciones de frontera como a la validación de los resultados de la simulación. Además de esto, a lo largo del texto se citan varios trabajos similares, algunos que incluso utilizaron el mismo software (Phoenics), que también encontraron que la herramienta es adecuada para la simulación de condiciones ambientales en un edificio.

Se hizo uso de parámetros de confort, especialmente el PMV, cuyo objetivo es poder convertir un sentimiento subjetivo (frío o calor) a un valor objetivo (numérico). La problemática del edificio fue ratificada tanto por las mediciones experimentales (temperaturas debajo de los 15°C en invierno) como por la simulación, pero más allá de ratificar lo que parecía obvio, se convirtió a una escala mundialmente aceptada para definir objetivamente la magnitud del problema.

Gracias a la simulación, se pudieron encontrar que las causas del discomfort térmico en invierno es debida a 3 factores: temperatura ambiente y radiativa bajas (provocando un índice PMV bajo), temperatura de piso baja y algunas corrientes de aire en puntos específicos del edificio que pueden causar discomfort. En verano se encontró que la situación es mejor, llegando a la conclusión que es ligeramente caluroso en algunas etapas del verano, pero finalmente en épocas menos extremas, el edificio es confortable de la forma en que está diseñado, con la ventaja de ser un edificio eficiente que hace uso de principios de arquitectura bioclimática. Se concluye también que la geometría al interior del edificio, favorece o desfavorece algunos lugares en específico en los que se puede sentir mayor o menor confort. Como ejemplo, se demostró que el efecto de tener una puerta cerrada es altamente favorable para aumentar su temperatura, aunque sea desfavorable para la ventilación.

La ventilación del edificio podría ser adecuada para los requerimientos de aire fresco comparado con la cantidad de ocupantes, pero existen puntos de estancamiento de la circulación del aire que no reciben suficiente aire fresco y que podrían causar discomfort en los ocupantes. Los resultados no son del todo confiables, pues la ventilación que se evaluó sería en una situación ideal donde el ingreso de aire es continuo; comparado con el comportamiento errático y complejo de la ventilación natural, que depende de las diferencias de presión causadas tanto por el viento, como las causadas por el atrio que funciona como el motor de este movimiento del aire. Realmente el factor que favorece a la ventilación del edificio es la baja densidad de ocupantes que en general existe en él. Ahora bien, si se aumentara la ventilación (más aberturas en el edificio), se favorecería mucho a tener un ambiente más cómodo en verano, pues aún con las puertas abiertas, el discomfort generado por corrientes de aire no es relevante.

Del proceso de la generación del modelo del edificio, podemos concluir que la simulación numérica de fluidos requiere de mucho conocimiento y experiencia de quien lo utiliza. Existen muchos factores que pueden influir en el resultado de la simulación, como el modelo de turbulencia, el modelo de radiación o las propiedades del fluido, pero el punto clave es el establecimiento de las condiciones de frontera. Si las condiciones de frontera no son adecuadas, los resultados podrán ser alejados a los esperados. No existe un proceso claro de cómo se deben de establecer las condiciones de frontera, y éste es el proceso crítico de la simulación. Se concluye que las dos grandes ventajas de la simulación numérica es que se genera una gran cantidad de información detallada, y que es una herramienta relativamente económica que complementa la experimentación y puede apoyar en el diseño; pero con las desventajas que

Conclusiones y Recomendaciones

requiere de mucho conocimiento sobre el manejo de la herramienta y sigue requiriendo mucho tiempo de cómputo para poder arrojar resultados.

También sobre el proceso de simulación se concluye que los modelos de turbulencia y radiación fueron adecuados para el problema aplicado, aunque se requiere de un mayor estudio al respecto, comparándolos con otras alternativas de modelos. El incluir los efectos de la convección natural requiere de mucho cuidado del analista, pues requiere que la relajación del modelo sea conveniente para la inclusión de éstos efectos. Se demuestra además, el efecto de los parámetros de relajación con la exactitud del modelo y el tiempo de cómputo, requiriendo de mayor tiempo para obtener resultados más exactos, que en la mayor parte de los casos, no generaba una solución radicalmente diferente.

Sobre las escalas y los parámetros de confort, se concluye que son una herramienta práctica para evaluar de forma objetiva el confort de un edificio y no limitar la evaluación del confort de un local sólo por su temperatura y humedad, que es la práctica más común. Se abordó el tema del confort térmico basados en la ecuación de la energía y la transferencia de calor, finalmente el confort o desconfort térmico del individuo es función de la capacidad de mantener un balance entre el calor generado por su cuerpo y el calor que intercambia con el ambiente. Existen 6 factores que intervienen en el confort, y el mejorar cualquiera de estos 6 factores puede favorecer en mayor o menor medida el confort del individuo. Como ejemplo, se vio como sólo con el hecho de tener una vestimenta más adecuada, se podría mejorar el porcentaje de personas satisfechas en alrededor de 20%. Hay que entender que el confort no es un resultado de las condiciones ambientales, sino que nosotros nos interrelacionamos con el ambiente y podemos modificarlo. Se comparó la escala de Fanger con una encuesta aplicada en el edificio, y podemos concluir que los resultados no son contundentes para definir si esta escala es adecuada también para edificios con ventilación natural, aunque el valor agregado de esta escala no es el decir con exactitud cuál es el confort exacto de los ocupantes, sino poder cambiar aun parámetro objetivo esta sensación térmica, con una escala que es mundialmente aceptada, no es parte del objetivo de este trabajo la validación de este índice para las condiciones específicas de este trabajo.

6.2. RECOMENDACIONES

Este trabajo muestra un primer acercamiento de la aplicación de la simulación numérica de fluidos, si bien se logró un modelo que se adapta adecuadamente a las condiciones reales, se debe de explotar este modelo para estudios futuros que puedan contribuir a mejorar el ambiente térmico de la torre. Para la evaluación de éste ambiente térmico, se pueden seguir algunas de las siguientes vertientes del presente trabajo:

- Evaluación de alternativas de solución para mejorar el ambiente térmico de la torre, como el tener ventanas adicionales, el tener cubículos completamente cerrados o bien poder tener un piso que pueda estar calentado.
- Evaluación del confort de todo el edificio. En este trabajo se limitó a sólo un piso de la torre de ingeniería, pero este modelo puede incrementarse para aplicarlo a lo que sucede en toda la torre de ingeniería (con sus respectivas desventajas de tiempo de cómputo), pues la encuesta arrojó resultados interesantes en cuanto a la distribución del confort en el último piso, siendo inversa a lo que sucede en el primer piso.
- Mejoramiento del modelo, gracias a las nuevas capacidades de Phoenics, en específico se pueden exportar geometrías más cercanas a la geometría de los individuos que estén en el edificio, y no dejar la simulación con las simplificaciones geométricas. También se puede trabajar en buscar optimizar las condiciones de frontera, haciendo uso de las propiedades de los materiales que en él se encuentran, pero probablemente el mejor avance que se podría tener en este modelo, es poder aplicarlo para un estado transitorio, para una simulación de al menos

Conclusiones y Recomendaciones

siete días y ver los efectos reales de la variación del clima exterior en el clima interior del edificio.

- Aplicación del modelo a otros tipos de estudios dentro del edificio, como la dispersión de contaminantes o bien la propagación de un incendio.

Otra posible línea de extensión de este trabajo, podría estar encaminada a un estudio más detallado del índice de confort de Fanger para edificios con ventilación natural, o bien la aplicabilidad de este modelo a gente del tercer mundo. Se ha visto como con los edificios climatizados, la tendencia es que los ocupantes sean más exigentes con el ambiente; pero en lugares donde no es común esta práctica, gracias a un clima más favorable, tienen mayor tolerancia al ambiente y por lo tanto podrían estar confortables en situaciones que alguien acostumbrado al aire acondicionado nunca lo estaría.

Finalmente, éste trabajo podría también encaminarse a continuar con el estudio de la aplicabilidad de la simulación numérica de fluidos para esta aplicación, y compararla con los llamados modelos multizona. El día de hoy ya se han hecho varios estudios al respecto y se ha encontrado que el punto de equilibrio entre ambos está en la combinación de los mismos, utilizando los modelos multizona para el establecimiento de las condiciones de frontera a nivel macro y la simulación numérica de fluidos para un conocimiento detallado de la distribución de las variables. Como ejemplo, se podría utilizar un modelo multizona para simular todo el edificio, y ocupar estos resultados como condiciones de frontera de algún cubículo en específico.

El uso de la simulación numérica de fluidos debe de difundirse en mayor medida, y empezar a aprender esta herramienta como parte de la formación de los ingenieros, que podrán apoyar a los arquitectos para un mejor diseño de edificios, que hasta el día de hoy se ha basado en la experiencia; pero siempre entendiendo que será una herramienta más para el diseño o la evaluación, pero nunca una sustitución a los procesos actuales de la toma de decisiones de los diseñadores.

Referencias

7. REFERENCIAS

Abanto, Juan / Barrero, Daniel / Reggio, Marcelo / Ozell, Benoit.

Airflow modelling in a Computer Room.

Building and Environment 39 (2004) 1393 – 1402

March 2004

American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

1997-2000 ASHRAE Handbook

Atlanta, GA. 2000,

Anderson, Dale A. / Tannehill, John C. / Pletcher, Richard H.

Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer

Hemisphere Publishing Corporation

Estados Unidos, 1984.

Beausoleil-Morrison, Ian

The Adaptive Coupling of Computational Fluid Dynamics with Whole-Building Simulation

Seventh International IBPSA Conference. Rio de Janeiro, Brazil. August 13-15,2001

Pags 1259-1266

http://www.ibpsa.org/proceedings/bs01/BS01_1259_1266.pdf

Brager, Gail / de Dear, Richard.

A Standard for Natural Ventilation.

ASHRAE Journal, October 2000, pp. 21-28.

http://cbe.berkeley.edu/RESEARCH/pdf_files/brager2000_ashrae-ventilation.pdf

Brager, Gail / de Dear, Richard.

Thermal Adaptation in the Built Environment: A literature review.

Energy and Buildings 27 (1998) 83-96

Barthakur, Amitabh / Schiler, Marc / Koenig, Pierre

The Thermal Behavior of Atria: Measured Data Compared with a Computational Fluid Dynamics

Model of the Bradbury Building

School of Architecture, University of Southern California.

http://www.usc.edu/dept/architecture/mbs/papers/ecs/97_cfd/ases97cfd.html

Chávez del Valle, Francisco Javier

Zona Variable de Confort Térmico

Tesis de Doctorado – Universitat Politècnica de Catalunya

182 pàgines

http://www.tdx.cesca.es/TESIS_UPC/AVAILABLE/TDX-0531102-111147/

Chen, Qingyan.

Using computational tools to factor wind into architectural environment design.

Energy and Buildings 36 (2004) pag 1197-1209

Referencias

Cornelius Loomans, Marcel

The Measurement and Simulation of Indoor Flow

Tesis Doctoral

Holanda 1998

<http://alexandria.tue.nl/extra2/9803293.pdf>

de Dear, Richard / Brager, Gail / Cooper, Donna.

Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference. Final Report

MacQuaire University Australia.

March 1997. 312 pags.

http://aws.mq.edu.au/rp-884/RP884_Final_Report.pdf

de Dear, Richard / Brager, Gail S.

Thermal Comfort in naturally ventilated buildings: Revisions to ASHRAE Standard 55. *Energy and Buildings* 34 (2002) 549-561

Eftekhari, MM / Marjanovic, L.D. / Pinnock, D.J

Air flow distribution around a single-sided naturally ventilated room.

Building and Environment 38 (2003) 389 – 397

December 2003

Gan, G / Awbi, H.B. / Croome, D.J.

Simulation of Air Flow in Naturally Ventilated Buildings

Second International IBPSA Conference. Nice, France. August 20-22, 1991

pags 78-84

<http://www.ibpsa.org/proceedings/bs91/papers/BS91%20078-84.PDF>

Götz, Rupert

Diseño, Simulación y optimización del sistema de ventilación natural de la Torre de Ingeniería.

Tesis de Maestría, Instituto de Ingeniería, UNAM

México, D.F., 2006.

Havenith, George / Holmér, Ingvar / Parsons, Ken

Personal factors in thermal comfort assessment: clothing properties and metabolic heat production.

Building and Environment 34 (2002) 581–591

Jones, Byron W.

Capabilities and limitations of thermal models for use in thermal comfort standards.

Energy and Buildings.

Volume 34, Issue 6, July 2002,

Pages 653-659

Kvisgaard, Bjørn

Comodidad Térmica

http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

Traducción de Manuel Martín Monroy

Titulo Original “Thermal Comfort”

INNOVA Air Tech Instruments A/S

Dinamarca, 1997

Referencias

Lienhard V, John / Lienhard IV, John.
A Heat Transfer Textbook. Third Edition.
Phlogiston Press.
Cambridge Massachusetts, 2003
<http://web.mit.edu/lienhard/www/ahtt.html>

Manrique, José A.
Transferencia de Calor
HARLA S.A. de C.V.
México, 1981.

McCartney, Kathryn / Nicol, Fergus.
Developing an adaptive control algorithm for Europe.
Energy and Buildings 34 (2002).
Pags 623-635

Mondelo, Pedro R. / Gregori, Enrique / Comas, Santiago / Castejón, Emilio / Bartolomé Esther
Ergonomía 2. Confort y Estrés Térmico
3ª Edición
Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V.
México, 2001

Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C.
Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens
Applied Mathematical Modelling
Volume 24, Issue 7, June 2000, Pages 477-494

Papakonstantinou, K.C. / Kiranoudis, C.T. / Markatos, N.C.
Mathematical modeling of environmental conditions inside historical buildings. The case of the archaeological museum of Athens
Energy and Buildings
Volume 31, Issue 3, April 2000, Pages 211-220

Patankar, Suhas V.
Numerical Heat Transfer and Fluid Flow
Hemisphere Publishing Corporation
Estados Unidos, 1980.

Shaw, Chris T.
Using Computational Fluid Dynamics
Prentice Hall International (UK) Ltd
Reino Unido, 1992.
<http://www.eng.warwick.ac.uk/staff/cts/cfdbook/>

Teodosiu, Catalin; Hohota, Raluca; Rusaou, Gilles; Woloszyn, Monika;
Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment
Building and Environment 38 (2003) 655 – 664
Received 4 December 2001; accepted 22 October 2002

Referencias

Versteeg, H.K. / Malalasekera, W.

An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method

Longman Scientific & Technical
England, 1995

Welty, James R.

Transferencia de calor aplicada a la ingeniería

Editorial Limusa, S.A. de C.V.

México, 1978

Zhengen, Ren.

Enhanced Modelling of Indoor Air Flows, Temperatures, Pollutant Emission and Dispersion by

Nesting Sub-Zones within a Multizone Model

Tesis de doctorado. Queen's University of Belfast

Belfast, Irlanda del Norte. Septiembre 2002.

<http://questor.qub.ac.uk/webpages/whatwedo/researchgroups/environmentalmodelling/ia/qcair6.html>

Páginas de Internet

Página web de PHOENICS

www.cham.co.uk

Página web de Onset - Empresa que manufactura sensores de Temperatura y Humedad

<http://www.onsetcomp.com/>

Página Web de Airflow – Empresa que manufactura anemómetros

<http://www.airflowinstruments.com/>

Markov, Detelin.

Practical Evaluation of the Thermal Comfort Parameters.

<http://www.cfdc.tu-sofia.bg/publications/lec19Markov.pdf>

Nicol, Fergus

Thermal Comfort

School of Architecture, University of North London, UK.

<http://www.learn.londonmet.ac.uk/student/resources/doc/comfort.html>

Building Environmental Science 1 – Thermal Comfort

<http://personal.cityu.edu.hk/~bsapplec/thermal.htm>

College of Design. Arizona State University

Visualizing Thermal Comfort

http://www.design.asu.edu/radiant/01_thermalComfort/thermalC_main.htm

Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España.

http://www.mtas.es/insht/ntp/ntp_501.htm

Referencias

Square 1

Environmental Building Design, Software, Architecture, Sustainability, Architectural Science
<http://www.squ1.com/index.php?http://www.squ1.com/comfort/prediction.html>

University of Arizona

<http://www.architecture.arizona.edu/architecture/academic/graduate/peyush/prep/index.html>

Estándares

Ashrae Standard 55

Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/pubs/ctus/64_e.html

ISO 7730

Moderate Thermal Environments – Determination of the PMV and PPD indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort

International Standards Organization, 1996.

NOM-001-STPS-1999

Edificios, locales, instalaciones y áreas en los centros de trabajo. Condiciones de seguridad e higiene.
Publicado en el Diario Oficial de la Federación el 13 de diciembre de 1999.

http://www.respyn.uanl.mx/iii/3/contexto/norma_edificios.html

REAL DECRETO 486/1997

Disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo

Ministerio de Trabajo y Asuntos Laborales de España

<http://www.mtas.es/insht/legislation/RD/lugares.htm>

APÉNDICE

APÉNDICE A – RESULTADOS DE LOS CASOS INVIERNO A Y VERANO A

A.1. Resultados de Convergencia

La tabla A.1 y A.2 resumen la convergencia del modelo de los casos invierno A y verano A. De igual forma se reproducen las pantallas de control de convergencia en las figuras D.1 y D.2.

Variable	Caso Invierno A			
	Suma fuentes	Suma sumideros	Suma neta	Diferencia relativa
U1	2.19E-02	-5.43E-03	1.64E-02	75.15%
V1	2.30E-01	-2.49E-01	-1.93E-02	7.73%
W1	2.29E-01	-9.84E+02	-9.84E+02	99.98%
R1	1.14E+00	-1.14E+00	2.00E-06	0.00%
KE	1.14E-04	-7.56E-02	-7.55E-02	99.85%
EP	1.25E-05	-4.67E+00	-4.67E+00	100.00%
T3	7.15E+02	-6.49E+02	6.56E+01	9.17%
TEM1	3.21E+05	-3.20E+05	1.34E+03	0.42%

Tabla A.1. Comportamiento del balance de las ecuaciones, caso invierno A.

Variable	Caso Verano A			
	Suma fuentes	Suma sumideros	Suma neta	Diferencia relativa
U1	2.88E+00	-2.66E-01	2.61E+00	90.77%
V1	2.99E-01	-8.19E+00	-7.89E+00	96.34%
W1	8.35E+02	-1.74E+00	8.33E+02	99.79%
R1	4.60E+00	-4.60E+00	-9.70E-05	0.00%
KE	1.35E-01	-1.73E+00	-1.59E+00	92.18%
EP	9.73E-02	-4.99E+00	-4.89E+00	98.05%
T3	4.02E+03	-7.40E+03	-3.37E+03	45.60%
TEM1	1.44E+06	-1.49E+06	-4.92E+04	3.30%

Tabla A.2. Comportamiento del balance de las ecuaciones, caso verano A.

A.2. Resultados de las simulaciones

En las siguientes páginas se mostrarán imágenes con la distribución de las variables a lo largo del dominio, para los casos invierno A y verano A. Estas son las mismas figuras que se reprodujeron en sus correspondientes casos invierno B y verano B en el cuerpo de la tesis.

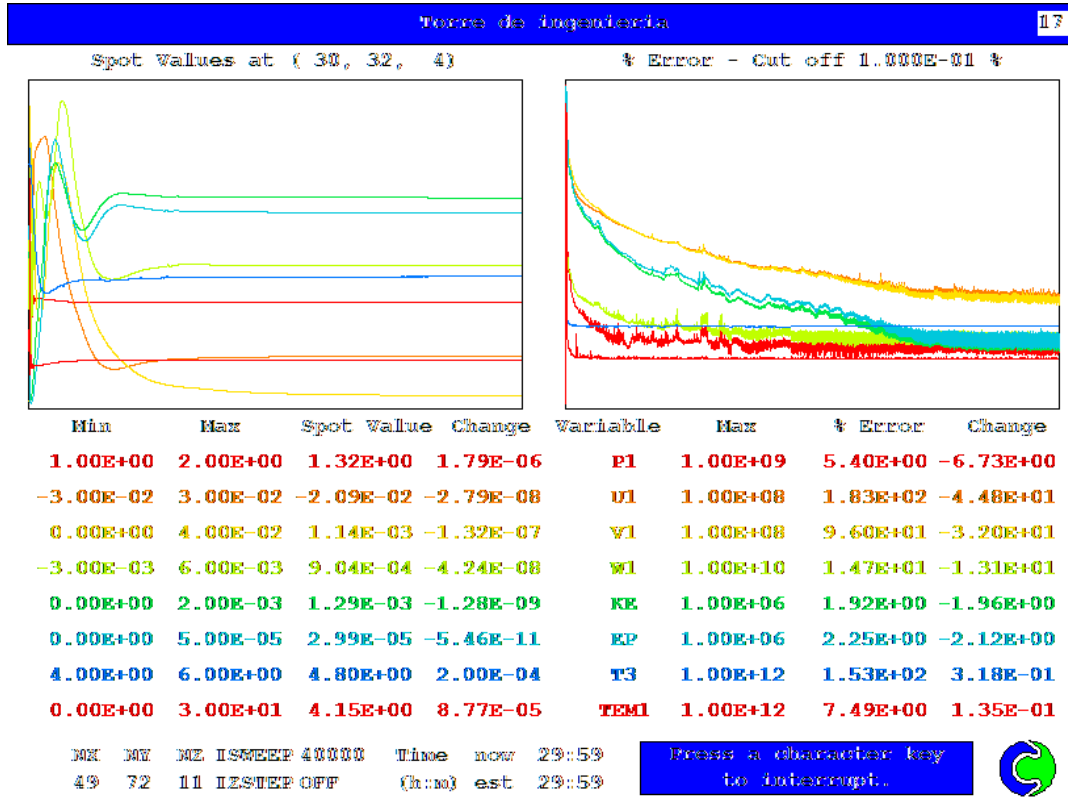


Fig. A.1. Pantalla de control de convergencia de la simulación. Caso invierno A.

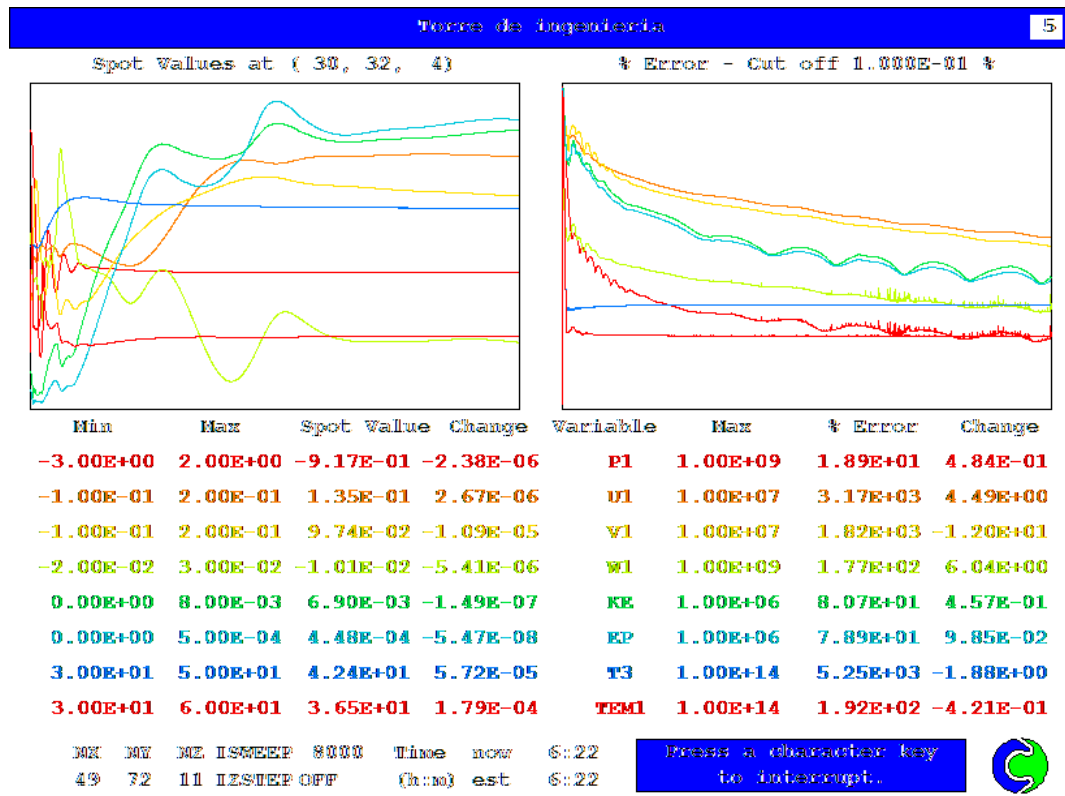


Fig. A.2. Pantalla de control de convergencia de la simulación. Caso verano A.

Apéndice

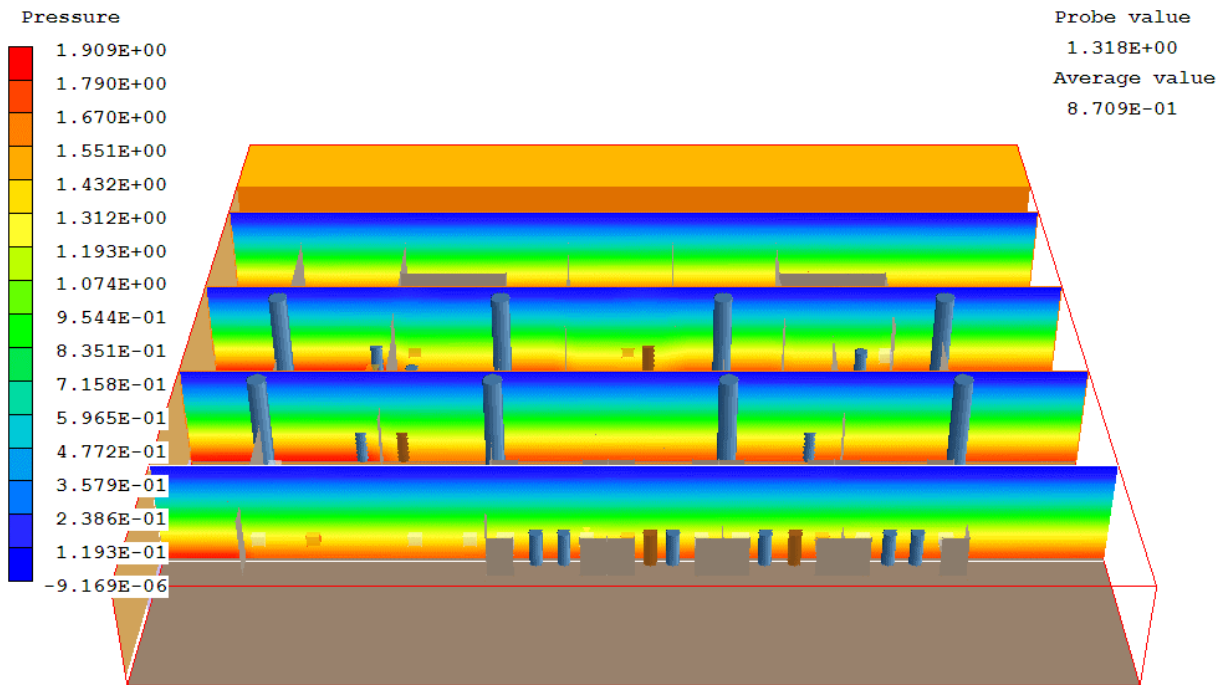


Fig. A.3 Distribución de la Presión, caso invierno A.

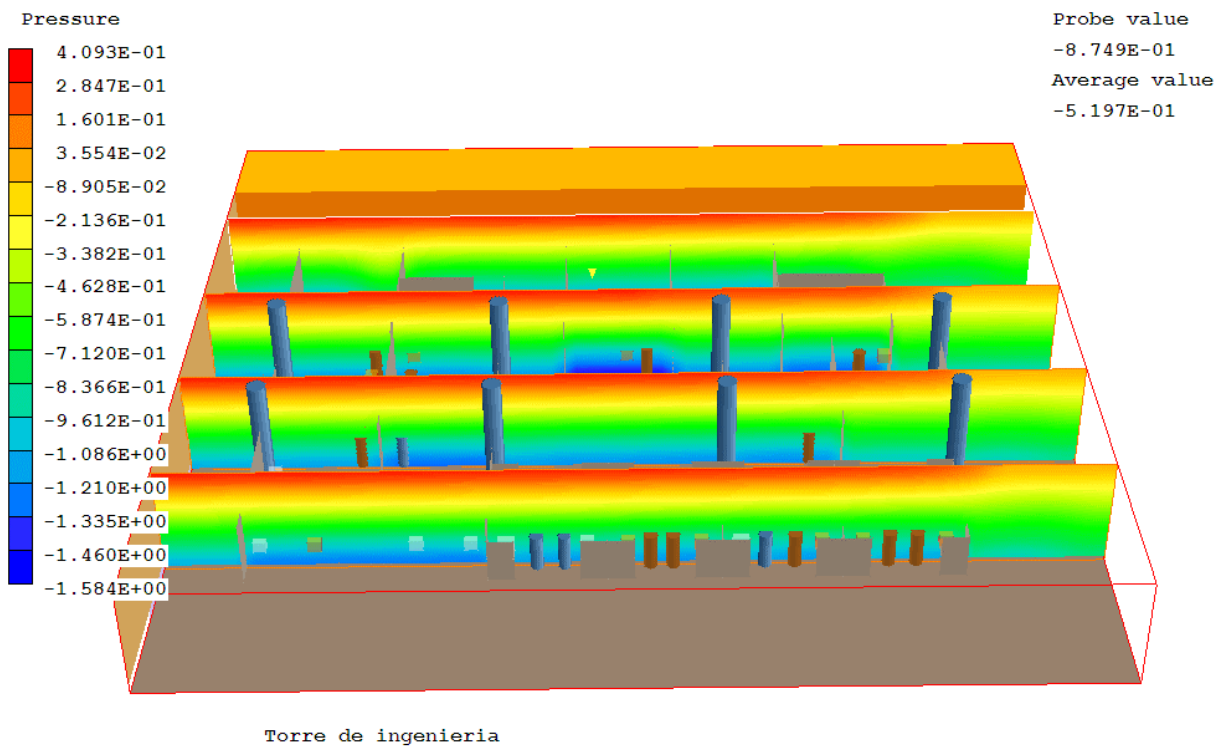


Fig. A.4 Distribución de la Presión, caso verano A.

Apéndice

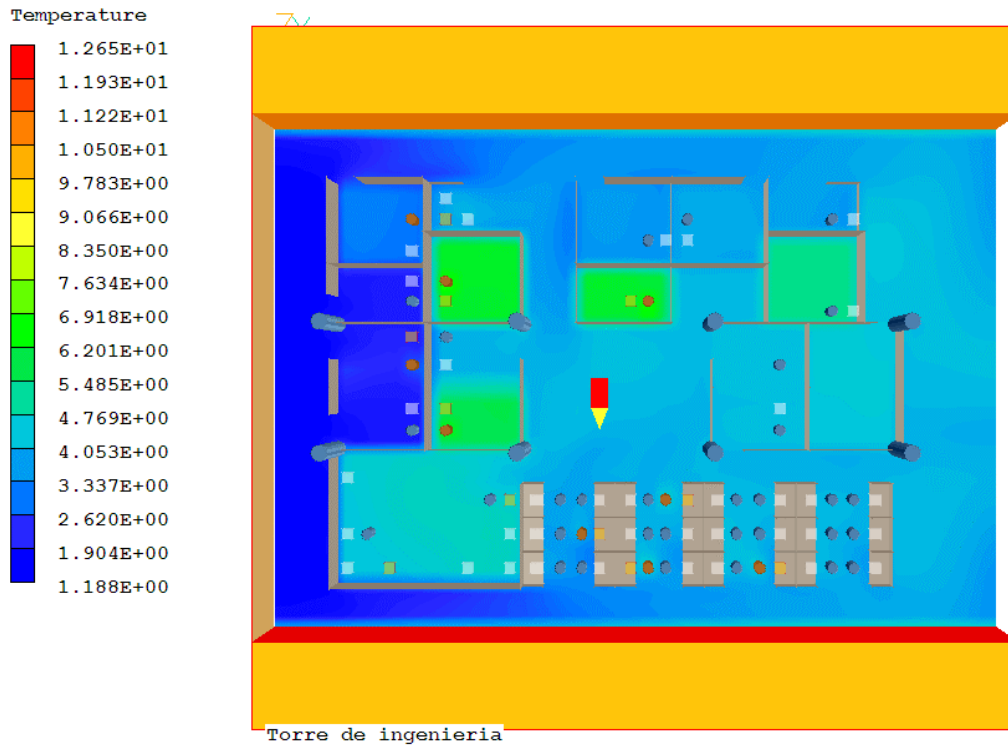


Fig. A.5 Distribución de la temperatura a una altura de 0.5m Caso invierno A.

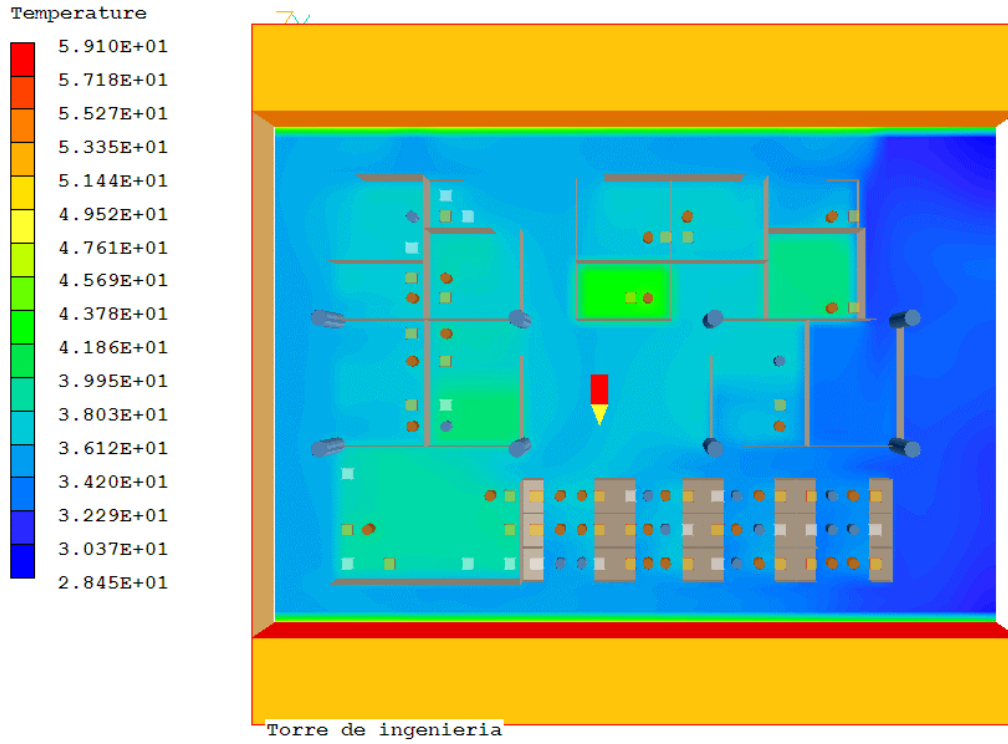


Fig. A.6 Distribución de la temperatura a una altura de 0.5m Caso verano A

Apéndice

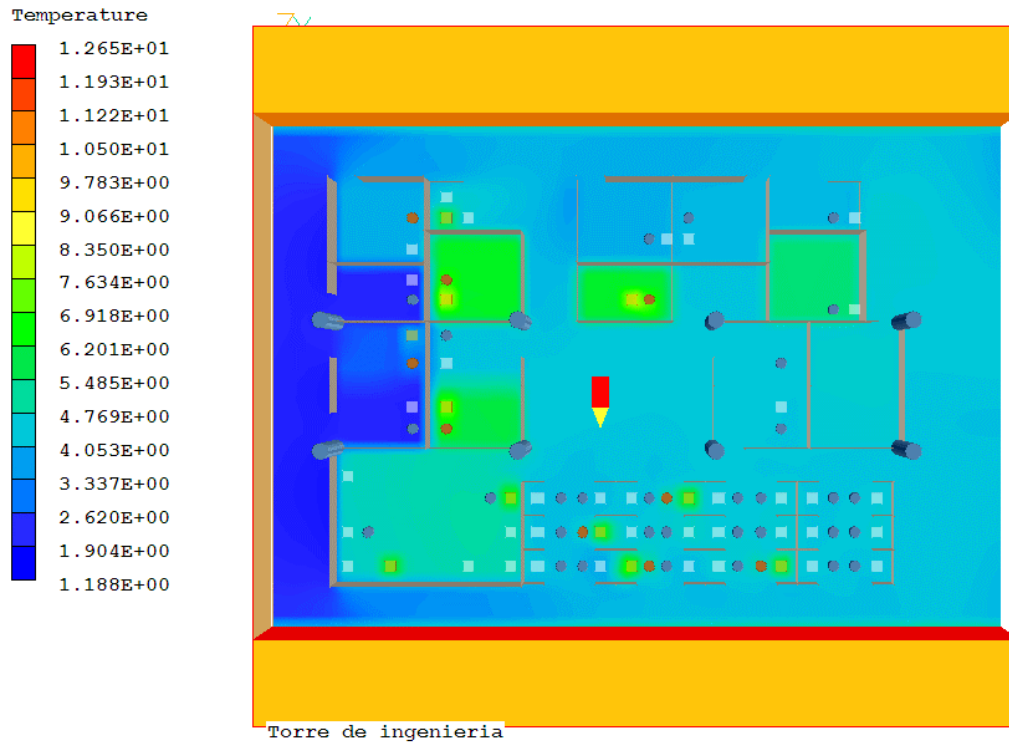


Fig. A.7 Distribución de la temperatura a una altura de 1m. Caso invierno A.

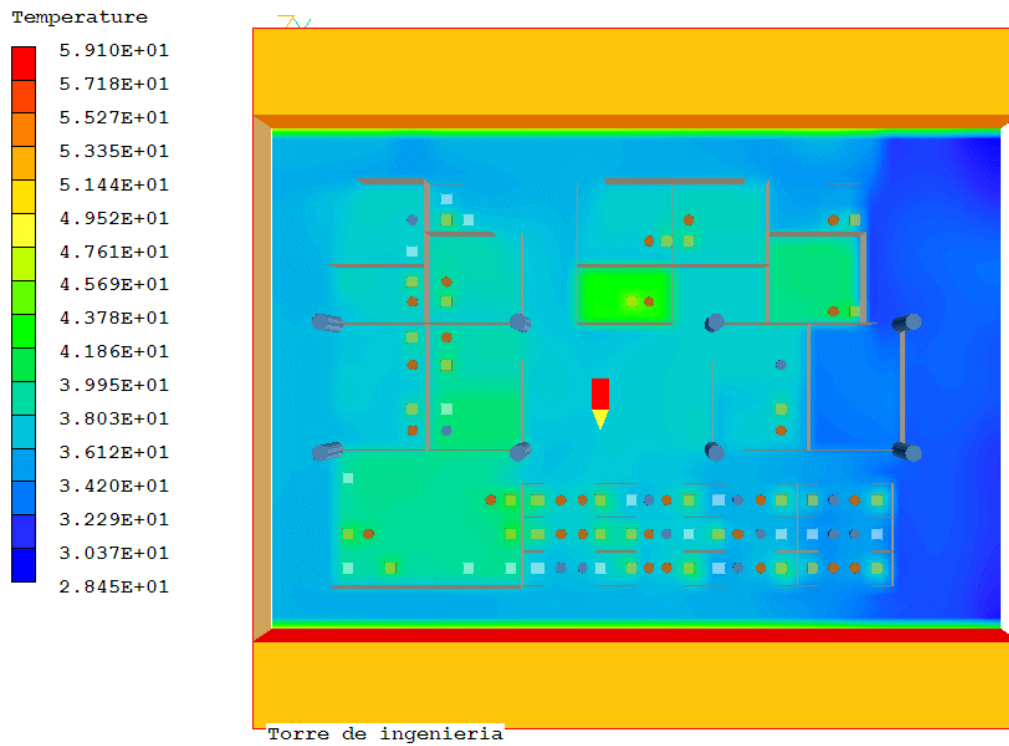


Fig. A.8 Distribución de la temperatura a una altura de 1m. Caso verano A.

Apéndice

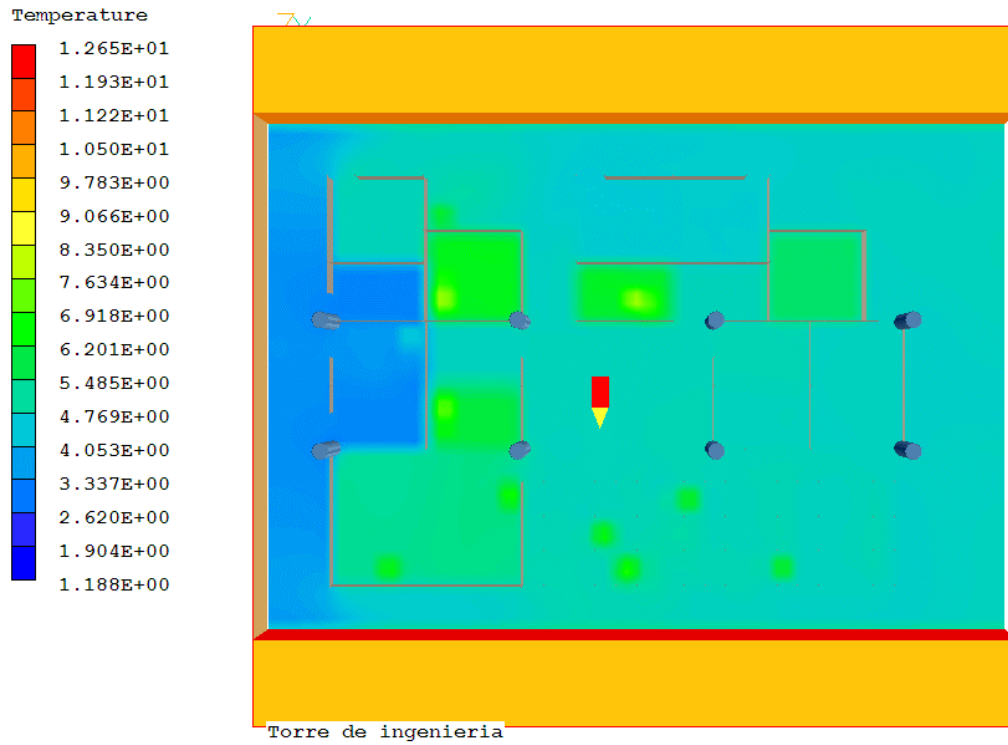


Fig. A.9 Distribución de la temperatura a una altura de 1.5m. Caso invierno A.

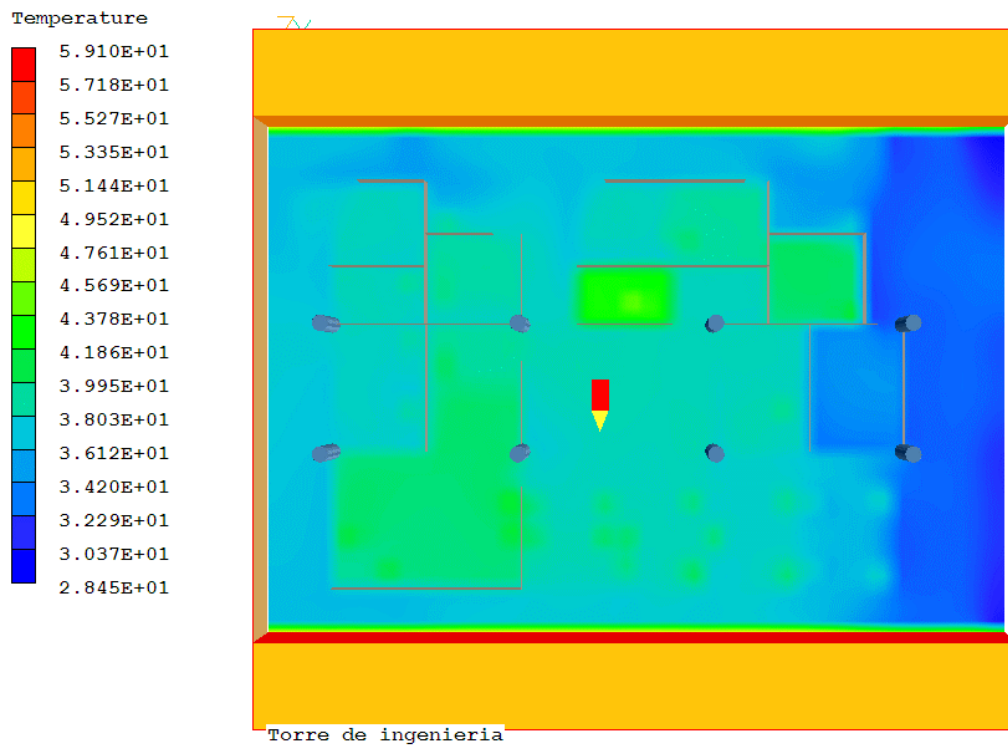
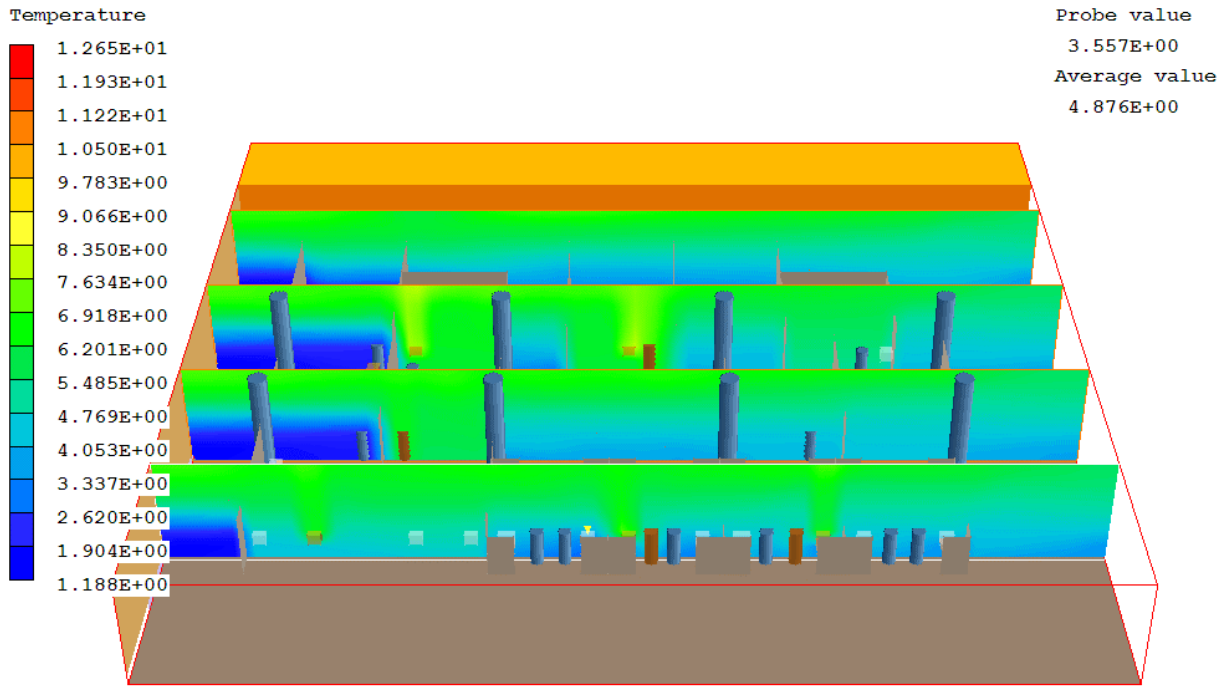


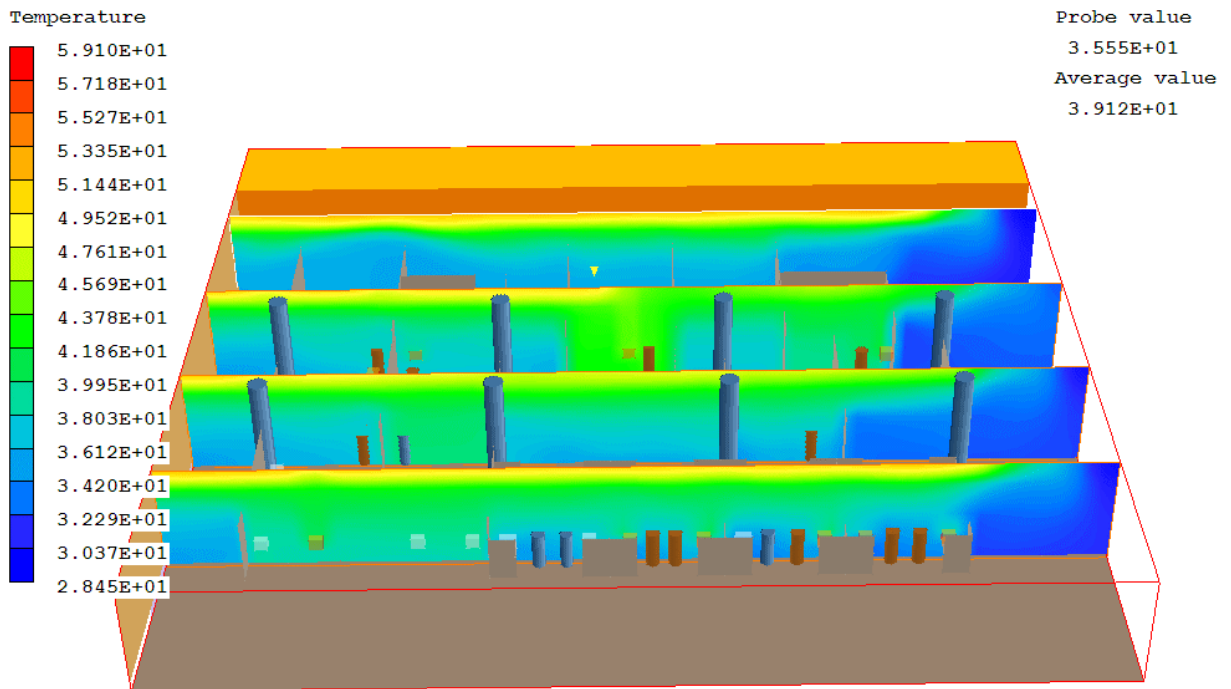
Fig. A.10 Distribución de la temperatura a una altura de 1.5m. Caso verano A.

Apéndice



Torre de ingenieria

Fig. A.11 Variación vertical de la temperatura. Caso invierno A.



Torre de ingenieria

Fig. A.12 Variación vertical de la temperatura. Caso verano A.

Apéndice

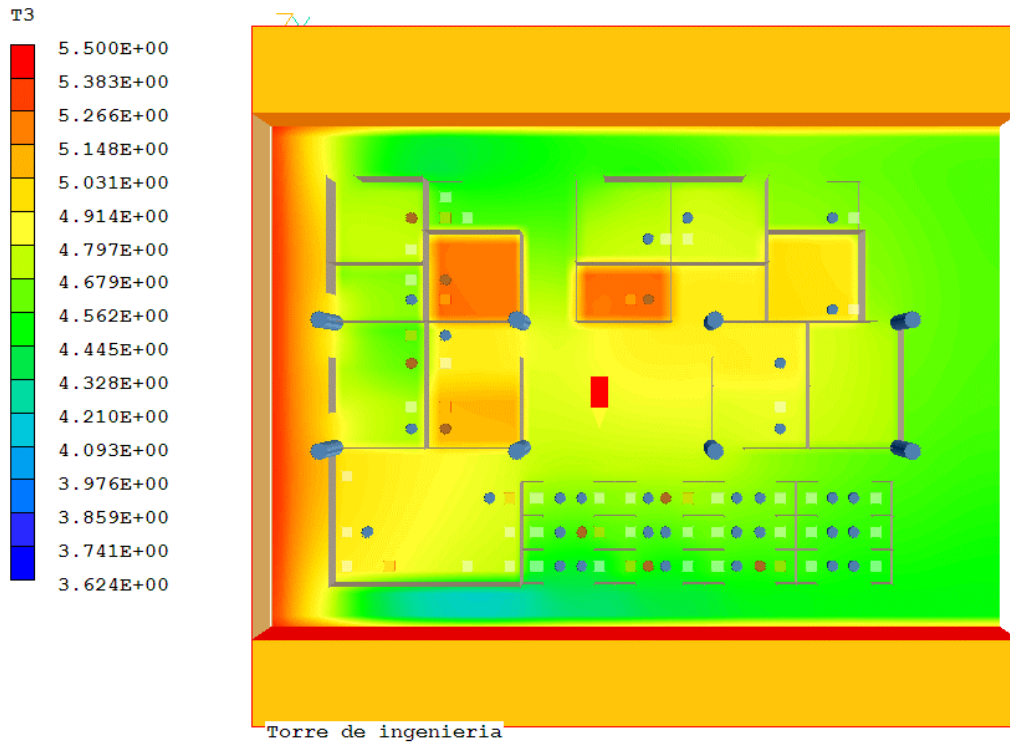


Fig. A.13 Distribución de la temperatura radiante a una altura de 1m. Caso invierno A.

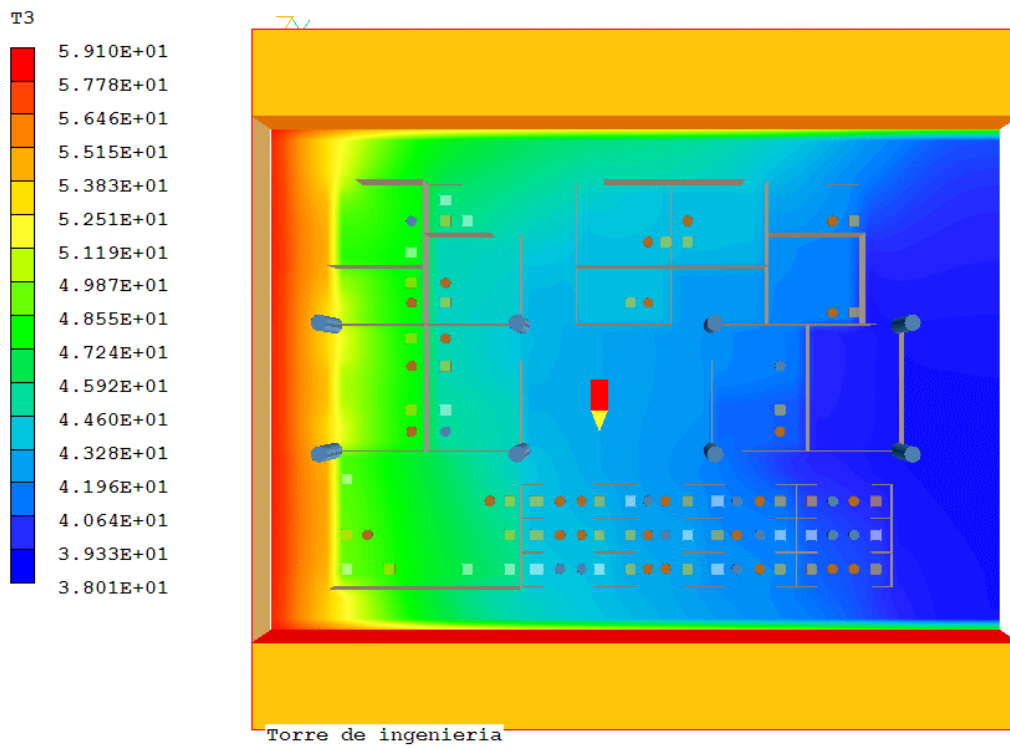
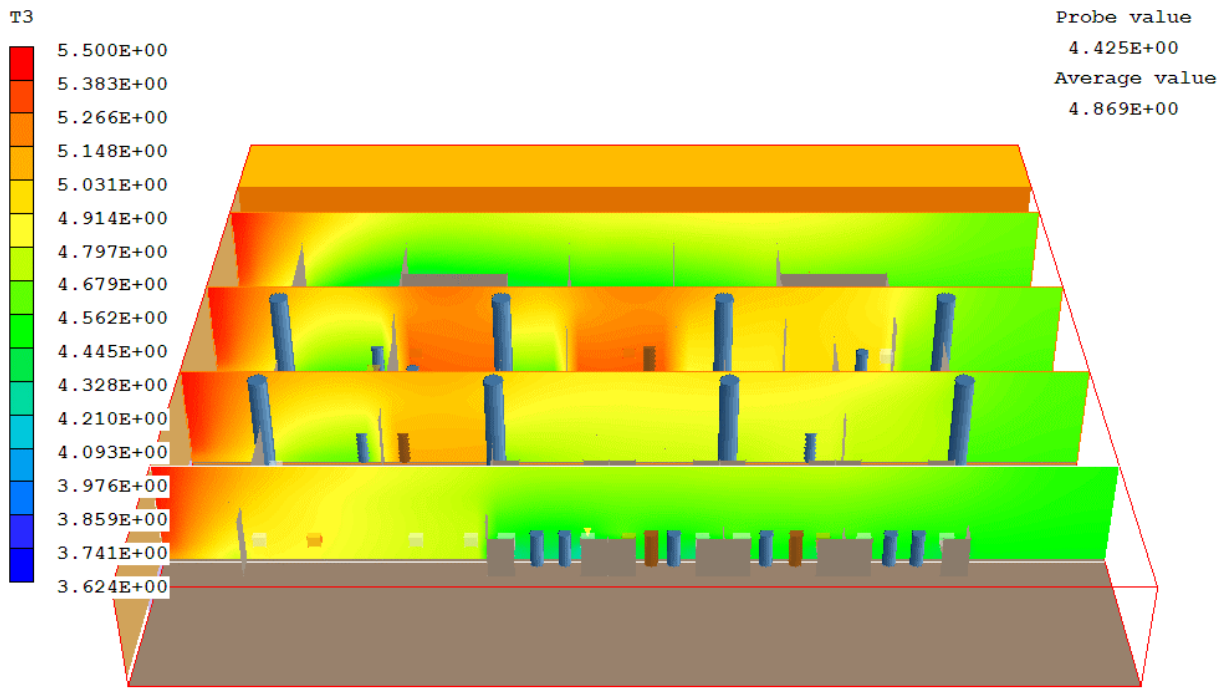


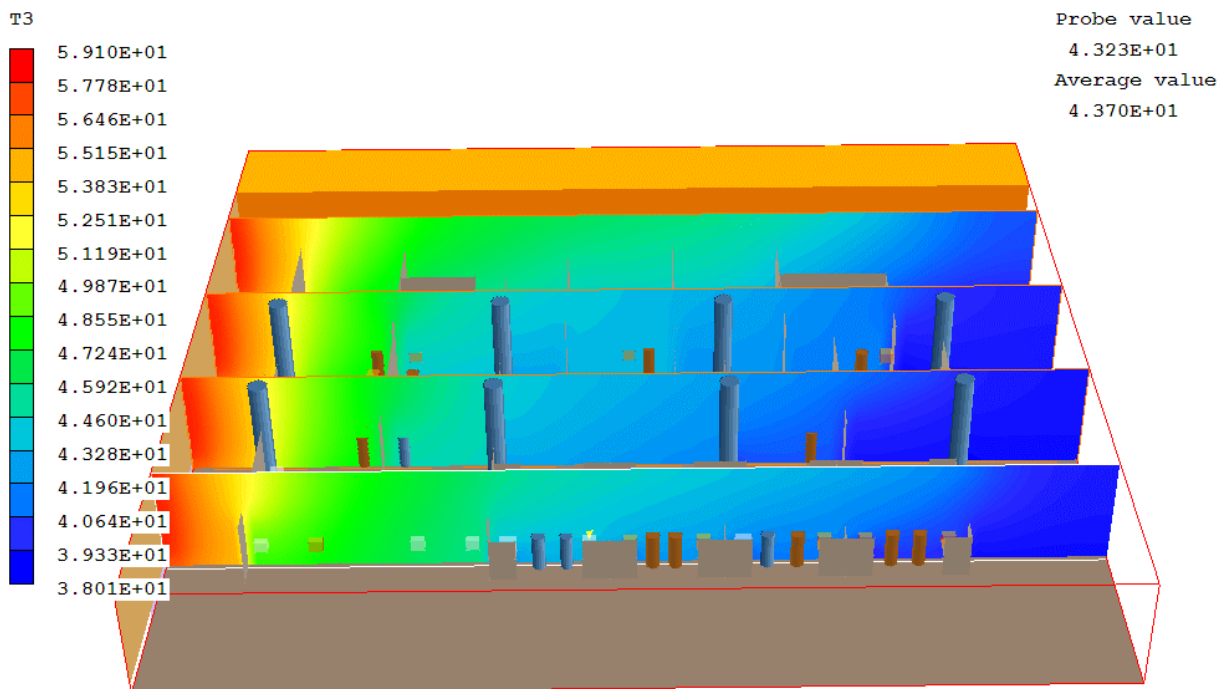
Fig. A.14 Distribución de la temperatura radiante a una altura de 1m. Caso verano A.

Apéndice



Torre de ingenieria

Fig. A.15 Variación vertical de la temperatura radiante. Caso Invierno A.



Torre de ingenieria

Fig. A.16 Variación vertical de la temperatura radiante. Caso Verano A.

Apéndice

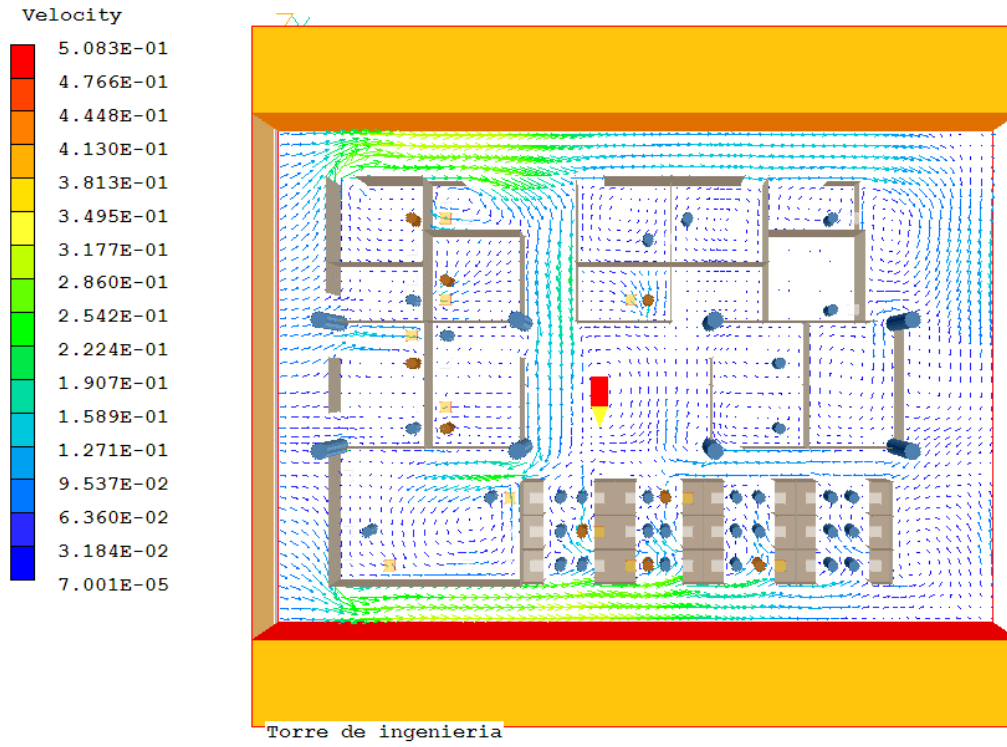


Fig. A.17 Distribución de la velocidad del aire a 0.5m. Caso Invierno A.



Fig. A.18 Distribución de la velocidad del aire a 0.5m. Caso Verano A.

Apéndice

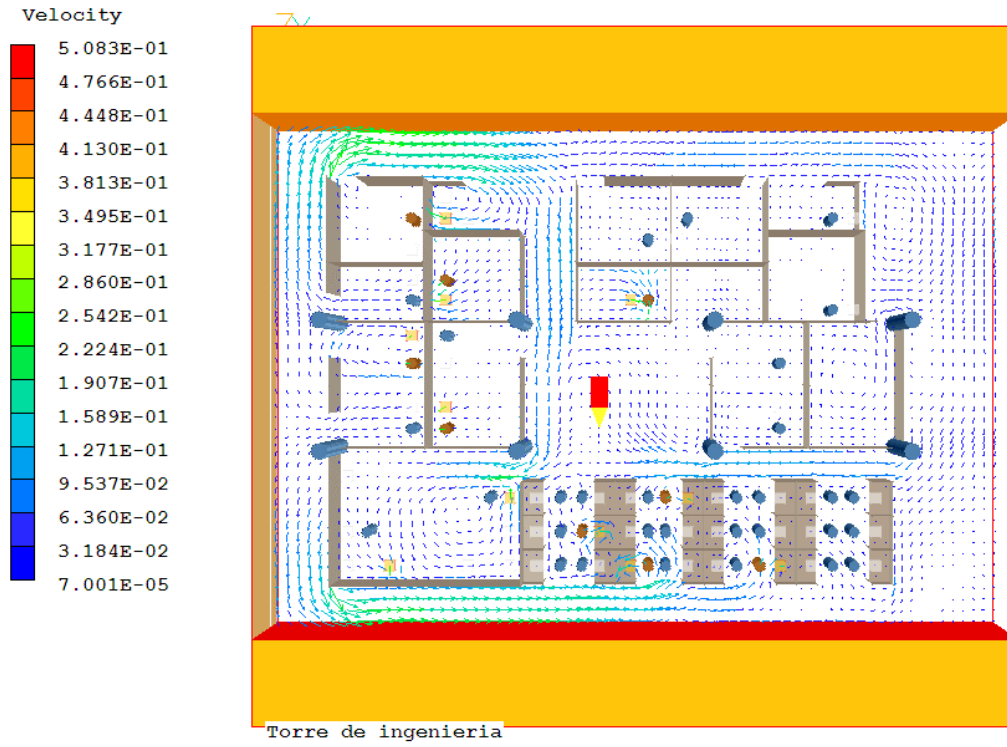


Fig. A.19 Distribución de la velocidad del aire a 1m. Caso Invierno A.

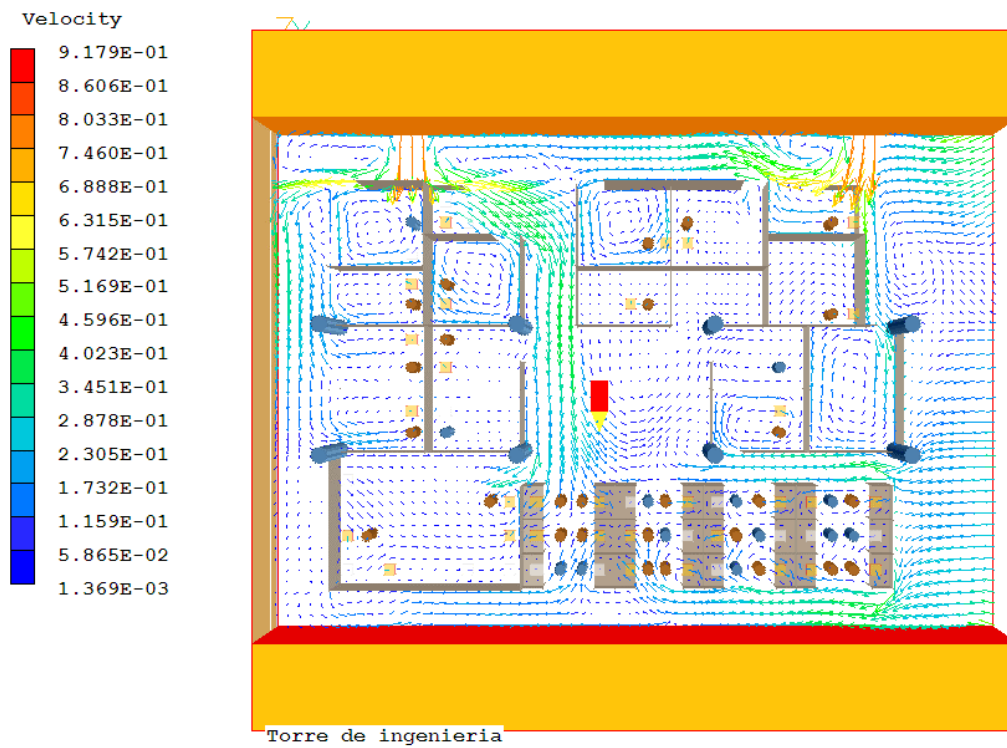


Fig. A.20. Distribución de la velocidad del aire a 1m. Caso Verano A.

Apéndice

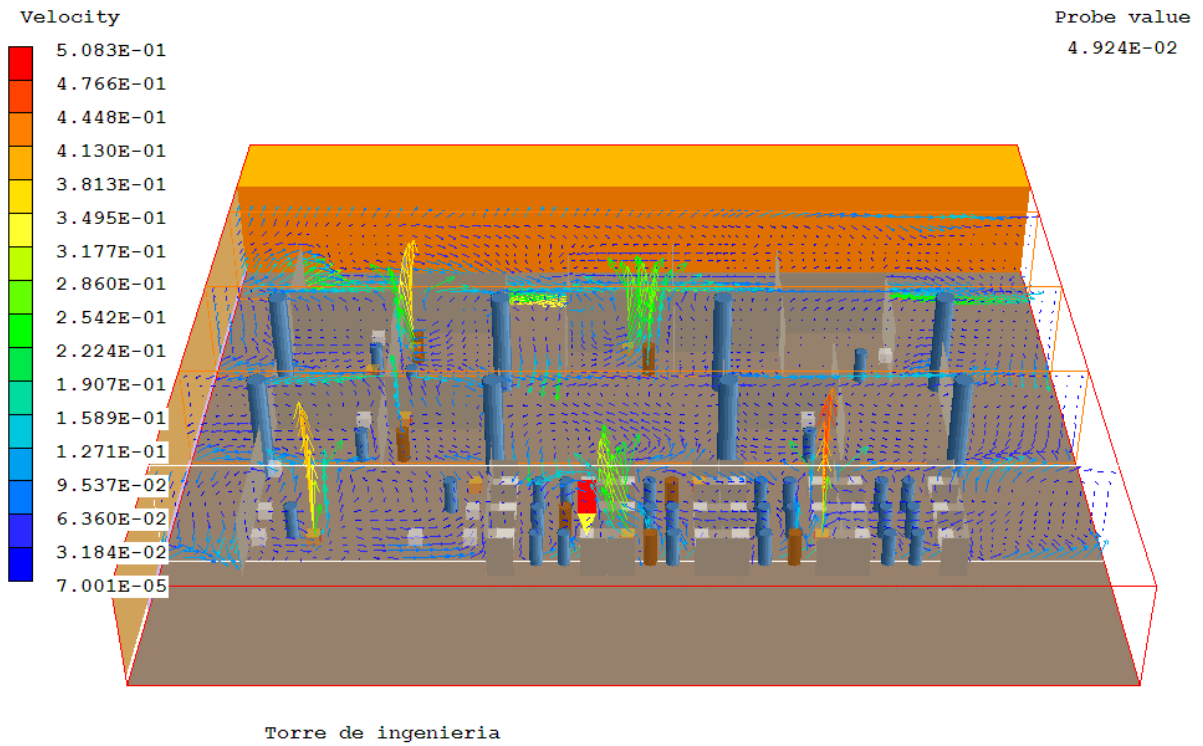


Figura A.21 Variación vertical de la velocidad del Aire. Caso Invierno A.

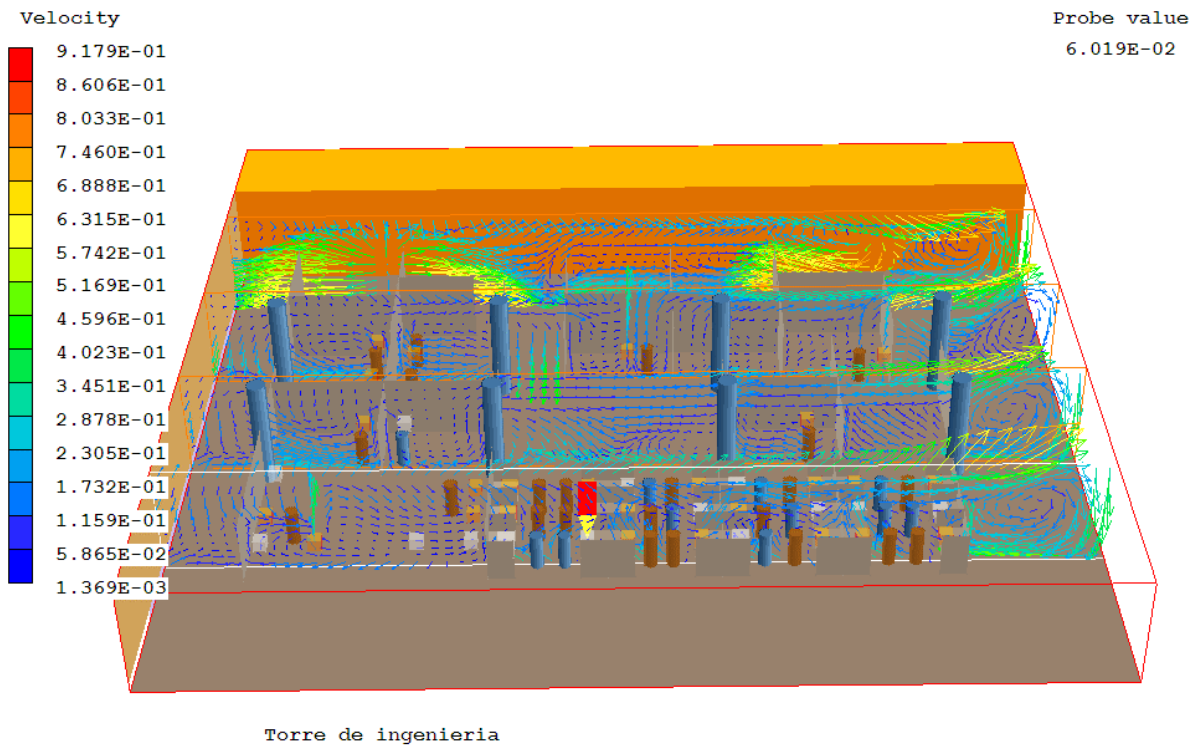


Figura A.22 Variación vertical de la velocidad del Aire. Caso Verano A.

APÉNDICE B – TABLAS DE NIVEL METABÓLICO

A continuación se reproduce una tabla con un estimado del calor generado por el cuerpo humano (nivel metabólico), para diversas actividades¹¹².

Niveles Metabólicos (M) de las siguientes Actividades:	W/m²	Met
Acostado	46	0.8
Sentado relajado	58	1.0
Trabajo de relojero	65	1.1
De pié, relajado	70	1.2
Actividad sedentaria: oficina, vivienda, escuela.	70	1.2
Conduciendo un automóvil	80	1.4
Profesión gráfica, encuadernador	85	1.5
De pié, actividad ligera: comprando, industria ligera.	93	1.6
Profesor	95	1.6
Trabajo doméstico: afeitarse, lavarse, vestirse.	100	1.7
Caminando horizontal 2 Km/h	110	1.9
De pié, actividad media: vendedor, trabajo domestico.	116	2.0
Construcción, colocando bloques de 15 Kg	125	2.2
De pié, lavando platos	145	2,5
Trabajo doméstico: rastrillando hojas sobre el césped.	170	2.9
Trabajo doméstico: lavando a mano y planchando. (120-220 W/m2)	170	2.9
Construcción: hormigonando con un vibrador neumático	175	3.0
Construcción: encofrando.	180	3.1
Caminando en horizontal 5 Km/h	200	3.4
Forestal: cortando monte con una sierra mecánica	205	3.5
Agricultura: arando con un tiro de animales	235	4.0
Construcción: cargando una carretilla con piedras	275	4.7
Deporte: patinando sobre hielo 18 Km/h	360	6.2
Agricultura: cavando con una pala (24 golpes/minuto)	380	6.5
Deporte: esquiando en horizontal 9 Km/h	405	7.0
Forestal: trabajando con un hacha de 2 Kg (33 golpes/minuto)	500	8.6
Deporte: corriendo a 15 Km/h	550	9.5

Nota: Existen otras formas de calcular el nivel metabólico, como por ejemplo según las posturas y los movimientos o por los componentes del metabolismo (trabajo con las manos, con un brazo, con el tronco, etc.), o por el tipo de trabajo. Se reproducen los niveles metabólicos anteriores sólo como referencia. La norma ISO 8996 es la mejor fuente para buscar información específica al metabolismo.

¹¹² Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

APÉNDICE C – TABLAS DE AISLAMIENTO DEL VESTIDO

A continuación se reproduce una tabla con un estimado del calor generado por el cuerpo humano (nivel metabólico), para diversas actividades¹¹³.

Tipo de Vestido	I_{Clo} (Clo)	I_{Clo} (m² °C / W)
Desnudo	0	0
En pantalones cortos	0.1	0.016
Vestimenta tropical en exteriores: camisa abierta con mangas cortas, pantalones cortos, calcetines finos y sandalias	0.3	0.047
Ropa ligera de verano: camisa ligera de mangas cortas, pantalones largos, calcetines finos y zapatos	0.5	0.078
Ropa de trabajo: camiseta, camisa con mangas largas, pantalones de vestir, calcetines y zapatos	0.8	0.124
Ropa de invierno y de trabajo en interiores: camiseta, camisa manga larga, calcetines de lana y zapatos	1.0	0.155
Vestimenta completa y de trabajo en interiores: camiseta y camisa de manga larga, chaleco, corbata, americana, pantalones de lana, calcetines de lana y zapatos	1.5	0.233

Las unidades de aislamiento de vestido se suelen manejar en Clo, que corresponde a el aislamiento necesario para mantener confortable a una persona que desarrolle una actividad sedentaria a una temperatura de 21°C.

Existen también tablas para estimar el aislamiento del vestido considerando cada prenda de vestir individualmente, éstas pueden consultarse en el folleto de Bjørn Kvisgaard sobre comodidad térmica¹¹⁴ en Internet. Para obtener estos parámetros se utilizan maniqués con sensores de temperatura y lugares con clima controlado para estimar el aislamiento térmico de cada una de las prendas.

¹¹³ Mondelo, Confort y Estrés Térmico, Págs. 20 y 21

¹¹⁴ Bjørn Kvisgaard, Comodidad Térmica, http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/2_clima/7_comodo/index.htm

APÉNDICE D – DESARROLLO DE LA DISCRETIZACIÓN DE UN CASO SIMPLE DE SIMULACIÓN NUMÉRICA

Sea una situación física unidimensional tal que el único fenómeno de transporte existente sea la difusión y tenga una fuente:

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \tag{D.1}$$

Se demostrará a continuación que la integral de la ecuación D.1 tiene como solución una expresión de la siguiente forma:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_H \phi_H + a_L \phi_L + b \tag{D.2}$$

Para discretizar esta ecuación, el primer paso es plantear un volumen de control unidimensional:

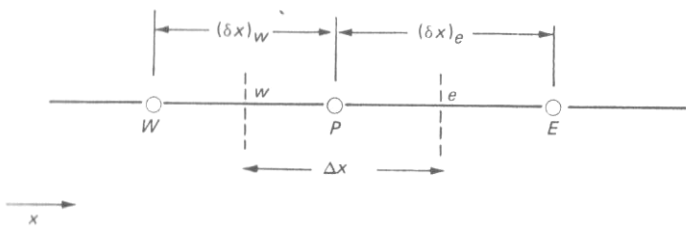
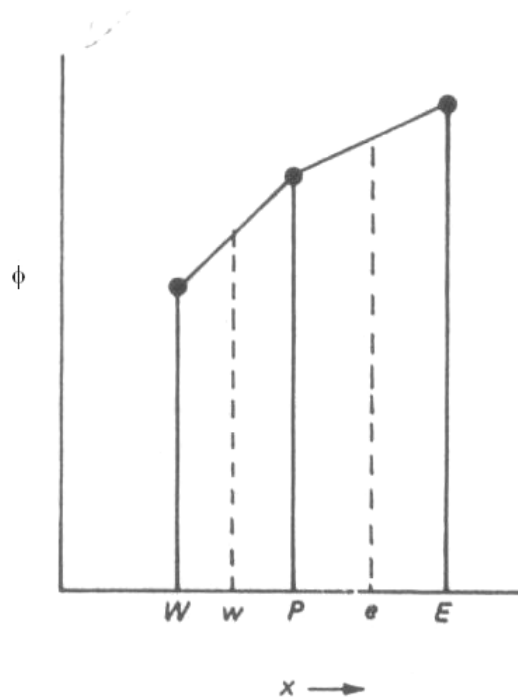


Figura D.1. Los subíndices w y e son los límites oeste y este respectivamente del volumen de control, se discretizará la ecuación D.1 respecto al punto P.

El siguiente paso es suponer un perfil de distribución de la variable ϕ , esta se supondrá lineal:



Apéndice

Figura D.2. Representación de la variación lineal de la variable ϕ alrededor del punto P.

A continuación se integrará la ecuación A.1 en el volumen de control:

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V \quad (D.3)$$

Se supondrá que la fuente puede depender de la variable ϕ , esta dependencia se denotará de forma lineal la cual tendrá una parte constante S_u y una parte que depende de ϕ , entonces:

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_P \phi_P \quad (D.4)$$

Haciendo esta sustitución, y evaluando las derivadas según la figura D.2, llegamos a la siguiente expresión:

$$\Gamma_e A_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} - \Gamma_w A_w \frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} + S_u + S_P \phi_P \quad (D.5)$$

Factorizando y ordenando:

$$\left(\frac{\Gamma_e A_e}{x_{PE}} + \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} - S_P \right) \phi_P = \frac{\Gamma_e A_e}{x_{PE}} \phi_E + \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} \phi_W + S_u \quad (D.6)$$

La ecuación D.6 se comparará con la ecuación de la forma estándar de la integral de la ecuación de transporte (D.2) para un caso unidimensional (es decir a_H , a_L , a_N y a_S son iguales a cero):

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + b \quad (D.7)$$

Por lo tanto encontramos que los factores son:

$$a_E = \frac{\Gamma_e A_e}{x_{PE}} \quad (D.8)$$

$$a_W = \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} \quad (D.9)$$

$$a_P = \frac{\Gamma_e A_e}{x_{PE}} + \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} - S_P = a_E + a_W - S_P \quad (D.10)$$

$$b = S_u \quad (D.11)$$

Quedando así demostrada la validez de la forma estándar de discretizar la ecuación de transporte. Siguiendo una metodología similar se pueden obtener las ecuaciones para los factores a para casos bidimensionales y tridimensionales y de igual forma para ecuaciones que tomen en cuenta también el término difusivo.

APÉNDICE E – DISCRETIZACIÓN DE PROBLEMAS CON CONVECCIÓN. ESQUEMAS DE DIFERENCIACIÓN CENTRAL, CORRIENTE ARRIBA, HÍBRIDO, LEY DE POTENCIA Y QUICK.

Sea una situación física unidimensional tal que los fenómenos de transporte existentes son la difusión y convección, y además no existen fuentes:

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (E.1)$$

Esta situación implica un flujo de fluidos, entonces el flujo debe satisfacer la ecuación de continuidad:

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \quad (E.2)$$

Se considera un volumen de control unidimensional como el que se muestra en la figura E.1

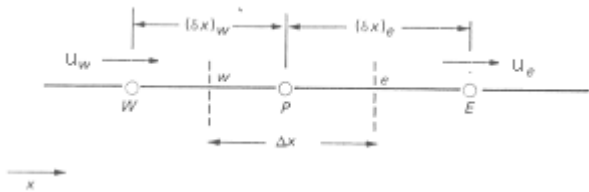


Figura E.1. Los subíndices w y e son los límites oeste y este respectivamente del volumen de control, se discretizará la ecuación E.1 respecto al punto P.

La integración de la ecuación de transporte E.1 en el volumen de control será:

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (E.3)$$

La integración de la ecuación de continuidad será:

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w = 0 \quad (E.4)$$

Para obtener las ecuaciones de discretización se debe hacer una aproximación de los términos de la ecuación E.3. Además se definirán dos variables F y D que representan el flujo de masa convectivo por unidad de área y la conductancia difusiva en las paredes de la celda:

$$F = \rho u \quad \text{y} \quad D = \frac{\Gamma}{\Delta x} \quad (E.5)$$

Asumiendo que el área de las celdas este y oeste es la misma y es igual a A y realizando este ejercicio por unidad de área, haciendo la sustitución superior se llega a la siguiente integral para la ecuación de transporte:

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_e - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (E.6)$$

Apéndice

Y la integral de la ecuación de continuidad será:

$$F_e - F_w = 0 \quad (\text{E.7})$$

Recordando los principios de la integración, la magnitud de la propiedad en cierto punto dependerá de la contribución de sus puntos vecinos, ésta se escribirá (para un caso unidimensional):

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e \quad (\text{E.8})$$

Esquema de diferenciación central.

Si consideramos que las magnitudes de las propiedades ϕ en las caras de la celda se obtienen por interpolación lineal de las propiedades en las celdas vecinas:

$$\phi_e = (\phi_p + \phi_R)/2 \quad y \quad \phi_w = (\phi_W + \phi_P)/2 \quad (\text{E.9})$$

Esta consideración se conoce como esquema de diferenciación central y dará como resultado que los coeficientes de la integral E.8 sean los siguientes:

$$a_w = D_w + \frac{F_w}{2} \quad (\text{E.10})$$

$$a_e = D_e - \frac{F_e}{2} \quad (\text{E.11})$$

$$a_p = a_w + a_e + (F_e - F_w) \quad (\text{E.12})$$

Esquema de diferenciación corriente arriba.

Uno de los problemas del esquema de diferenciación central es que no identifica la dirección del flujo, entonces las propiedades en las caras de la celda estarán igualmente influenciadas por los dos puntos contiguos; en un flujo altamente convectivo esta influencia deberá ser mayor en la dirección del flujo y se considerará el valor de la propiedad el valor de su celda vecina en dirección del flujo, entonces para un flujo de oeste a este (\rightarrow) ($u_w > 0$, $u_e > 0$, $F_w > 0$ y $F_e > 0$):

$$\phi_w = \phi_W \quad y \quad \phi_e = \phi_P \quad (\text{E.13})$$

y para un flujo negativo de este a oeste (\leftarrow) ($u_w < 0$, $u_e < 0$, $F_w < 0$ y $F_e < 0$):

$$\phi_w = \phi_P \quad y \quad \phi_e = \phi_E \quad (\text{E.14})$$

Al realizar la integral, los coeficientes a_w y a_e obedecerán la siguiente regla, aún sin conocer la dirección del flujo (el coeficiente central a_p es el mismo):

$$a_w = D_w + \max(F_w, 0) \quad (\text{E.15})$$

$$a_E = D_e + \max(0, -F_e) \quad (\text{E.16})$$

Esquema de diferenciación híbrido.

Fue desarrollado por Spalding en 1972 basado en la combinación de los esquemas de diferenciación central y corriente arriba. El esquema de diferenciación central es utilizado para números de Peclet pequeños ($Pe < 2$) y el esquema de diferenciación corriente arriba se utiliza para $Pe \geq 2$. Este esquema híbrido evalúa el número de Peclet para cada pared de la celda y se evalúa también el flujo en cada celda para elegir cuál esquema utilizar utilizando las reglas anteriores; por lo tanto los coeficientes de la integral serán:

$$a_W = \max \left[F_w, \left(D_w + \frac{F_w}{2} \right) + 0 \right] \quad (\text{E.17})$$

$$a_E = \max \left[-F_e, \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) + 0 \right] \quad (\text{E.18})$$

Esquema de ley de Potencias.

El esquema de diferenciación híbrido obtiene las ventajas de los primeros dos métodos, aunque tiene la desventaja de tener una diferenciación de primer orden. El esquema de ley de potencias de Patankar es una aproximación más precisa y produce mejores resultados. Este esquema desactiva la difusión cuando el valor absoluto número de Peclet es mayor que 10. Si fuera menor que 10, se evalúa el flujo usando una expresión polinomial. Tiene en general las mismas ventajas que el método anterior y en algunos programas comerciales es el método estándar de diferenciación.

Esquema Cuadrático (QUICK)

El esquema de interpolación cuadrática corriente arriba para cinética convectiva (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics, QUICK por sus siglas en inglés) utiliza tres puntos corriente arriba para la interpolación de los valores en las caras de las celdas. Los valores para las caras de ϕ se obtienen de una función cuadrática a través de los nodos siguientes. Este esquema tiene las ventajas que utiliza una serie de Taylor truncada en el tercer término, pero con la desventaja de no garantizar coeficientes positivos (como dicen los principios de discretización) y una mayor demanda computacional.