

El contenido de este manual se integra dentro de las asignaturas Ingeniería en Hortofruticultura y Jardinería II y Control Climático en Invernaderos, del Grado en Ingeniería Agrícola y del Máster de Ingeniería Agronómica de la Universidad de Almería.

En la primera parte del libro se hace un resumen del balance energético en el invernadero, detallando cada uno de los componentes del mismo que posteriormente se usará para el diseño de diferentes sistemas de control climático en invernaderos.

En la segunda parte se desarrollan una serie de ejercicios, clasificándose en función del sistema empleado, quedando divididos en cinco apartados: ventilación natural, ventilación forzada, nebulización, calefacción por aire caliente y calefacción por agua caliente.

Por último, aparecen una serie de anexos con las constantes usadas, formulario, gráficas y bibliografía empleada.

1. BALANCE ENERGÉTICO EN EL INVERNADERO

1.1. Modelos del microclima en invernaderos

Los invernaderos constituyen actualmente el principal sistema para producir cultivos hortícolas de alto rendimiento y alta calidad casi todo el año en la región mediterránea. Las suaves condiciones climáticas invernales han permitido el desarrollo de más de 278000 ha de túneles e invernaderos de cubierta plástica en la región mediterránea (FranceAgriMer, 2013; Tüzel y Öztekin, 2015). Esto la convierte en la segunda zona más grande del mundo después de Asia, donde hay más 4,7 millones de hectáreas de vegetales protegidos (Kang *et al.*, 2013; Yang *et al.*, 2014; RRFA, 2021).

España contaba en 2020 con 71 783 ha de invernaderos, de los cuales un 76,8% corresponden a la región de Andalucía (MAPA, 2022). La mayor concentración de invernaderos en la región mediterránea se encuentra en la provincia de Almería, en la costa sureste de España, donde un reciente análisis de imágenes satelitales situó la superficie del invernadero en 32827 ha (CAPDR, 2021).

Uno de los principales problemas a los que se enfrenta la cuenca mediterránea es la reducción de la ventilación, lo que resulta en temperaturas interiores excesivamente altas, que suelen ocurrir de mayo a agosto (Pardossi *et al.*, 2004). Durante este período, mejorar la capacidad y el control de la ventilación natural es un factor crucial para mantener valores adecuados de temperatura, humedad y concentración de CO₂ dentro del invernadero y, por lo tanto, para aumentar la producción de cultivos.

1.1.1. Modelización del microclima

La modelización de parámetros microclimáticos es esencial para optimizar las condiciones climáticas dentro de los invernaderos durante las diferentes etapas de crecimiento de las plantas (Sethi *et al.*, 2013). Los modelos de simulación son una buena herramienta para optimizar los sistemas de ventilación de invernaderos, permitiendo predecir la temperatura interior en función de los parámetros climáticos exteriores y de las características del invernadero.

Un invernadero es un sistema multi-entrada y multi-salida (*Multi-Input and Multi-Output*, MIMO) sujeto a fuertes perturbaciones producidas por variaciones meteorológicas repentinas que deben tenerse en cuenta en los modelos (Lafont *et al.*, 2015). Sin

embargo, es imposible describir todos los factores internos en función de todas las influencias externas y, en consecuencia, el desarrollo de un modelo requiere la selección de los parámetros relevantes del sistema que se estimarán y los datos exteriores necesarios (Bot, 1989a).

Los modelos aplicados a los invernaderos se pueden dividir en dos categorías: modelos estáticos para el diseño de nuevos invernaderos y modelos dinámicos para el control climático de estructuras existentes (Kano y Sadler, 1985). Sethi *et al.* (2013) revisaron numerosos modelos térmicos estáticos y dinámicos que describen el microclima de los invernaderos y han sido validados en diferentes lugares y climas, así como con diferentes cultivos. Por otro lado, un análisis detallado de las ventajas y desventajas de las diferentes teorías de control aplicadas en los sistemas de control de clima de invernadero se puede encontrar en Duarte-Galvan *et al.* (2012).

Los modelos de invernadero también se pueden clasificar como modelos físicos o fenomenológicos (caja blanca), modelos puramente teóricos y empíricos (caja negra), que establecen relaciones entre las variables de entrada (parámetros climáticos exteriores) y las variables de salida (parámetros climáticos interiores) sin significación física (Krauss *et al.*, 1997). Los modelos clásicos de balance energético estacionario generalmente usan pocos parámetros como entrada (Walker, 1965; Kimball, 1973). Sin embargo, los modelos dinámicos más modernos usan múltiples parámetros para describir el invernadero, ya que se basan en el uso del cálculo computacional y de procedimientos matemáticos de optimización para determinar los valores necesarios.

1.1.2. Modelos físicos o fenomenológicos

Kindelan (1980) simuló el ambiente dentro de un pequeño invernadero hidropónico por el método de balance de energía, dividiendo el sistema en cuatro elementos (suelo, planta, aire interior y cubierta). La evolución de las temperaturas a lo largo del tiempo se obtuvo considerando únicamente el almacenamiento de calor en los 0,3 o 0,4 m superiores del suelo, donde las oscilaciones de temperatura eran apreciables. Bot (1980; 1989b) también desarrolló un modelo físico dinámico del clima de invernadero basado en los balances de energía, vapor de agua y CO₂ del sistema cultivo-invernadero, utilizando submodelos de transmisión de radiación y ventilación.

Garzoli (1985) desarrolló un modelo de balance energético simplificado basado en una función lineal de la velocidad del viento para estimar la tasa de ventilación de un invernadero en Australia. Boulard y Baille (1987) utilizaron una única ecuación de balance energético estacionario para analizar el rendimiento térmico de dos invernaderos (con ventilación forzada), basado en la eficiencia solar e incluyendo el efecto de la inercia térmica en el dosel y en el suelo. Este modelo de balance térmico simplificado fue utilizado posteriormente para estimar las necesidades energéticas mediante el sistema de toma de decisiones SERRISTE, desarrollado para generar consignas de control climático diarias para un invernadero con tomate (Tchamitchian *et al.*, 2006). Posteriormente, Boulard y Baille (1993) mejoraron su primer modelo incorporando los efectos de la ventilación natural y de un sistema de refrigeración evaporativa por nebulización. Este modelo fue también utilizado para estimar la temperatura y la humedad relativa dentro de invernaderos con ventilación natural en Argentina (Bouzo *et al.*, 2006) y el norte de México Reyes-Rosas *et al.* (2012).

El modelo dinámico GGDM (*Gembloux Greenhouse Dynamic Model*) se basa en un balance de energía que calcula las transferencias de calor y masa en invernaderos teniendo en cuenta los intercambios de energía térmica por conducción, convección y radiación (solar y térmica) y de calor latente entre la cubierta, el aire interior, el cultivo y cuatro capas de suelo, lo que resulta en siete ecuaciones diferenciales (Deltour *et al.*, 1985; de Halleux *et al.*, 1985). Algunos años más tarde, Pieters *et al.* (1997) mejoraron el modelo describiendo con gran detalle los fenómenos de condensación y evaporación dentro del invernadero. Posteriormente, Wang y Boulard (2000) mejoraron los cálculos del flujo de ventilación natural mediante la introducción de una función empírica de ventilación adimensional, validándola en un invernadero de plástico de varios módulos con solo ventilación cenital. Este modelo, ampliamente validado para cultivos de tomate en invernaderos europeos, fue adaptado por Mashonjowa *et al.* (2013) para simular el microclima en un invernadero naturalmente ventilado con un cultivo de rosas en Zimbabwe, incluyendo una ecuación para la

ventilación en invernaderos con ventanas laterales y cenitales (Kittas *et al.*, 1997).

Fatnassi *et al.* (2013) desarrollaron un modelo dinámico del clima semiempírico de un invernadero comercial ventilado naturalmente en Marruecos con cultivo de tomate, basado en balances de energía y humedad. Este modelo consideró la combinación de los efectos de flotabilidad térmica del aire caliente y del viento para calcular el flujo de ventilación en invernaderos equipados con mallas anti-insectos en las aberturas de ventilación. En las últimas décadas se han desarrollado modelos similares para adaptarlo a las condiciones particulares de cada país. Así, Abdel-Ghany y Kozai (2006) desarrollaron un modelo de simulación dinámico para las transferencias de calor y vapor de agua en un invernadero con ventilación natural en Japón, aplicando balances energéticos dinámicos a los cuatro componentes del invernadero (cubierta de plástico, aire húmedo interior, plantas de tomate en macetas y el suelo del invernadero cubierto con una lámina de plástico negro). A diferencia de los modelos mencionados anteriormente, que utilizan funciones basadas en la ecuación de Bernoulli, su modelo estimó la tasa de ventilación a partir del balance energético en condiciones de estado estacionario (Mihara y Hayashi, 1978).

Otro modelo matemático (MICGREEN), basado en balances de energía en los cuatro mismos componentes del invernadero, fue desarrollado por Singh *et al.* (2006) para simular el microclima dentro de un invernadero no ventilado en la India. Ganguly y Ghosh (2009) desarrollaron un modelo de balance energético único para predecir el microclima dentro de un invernadero con ventilación lateral y cenital y cultivo de flores en la India. El modelo SIMICROC desarrollado por Briceño-Medina *et al.* (2011) integró los dos modelos de Abdel-Ghany y Kozai (2006) y Singh *et al.* (2006) en un conjunto de cinco ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales de primer orden, utilizadas para determinar los balances de energía y masa en un invernadero naturalmente ventilado en Venezuela.

1.1.3. Modelos empíricos

Por otro lado, los modelos empíricos pueden basarse en simplificaciones de modelos teóricos (utilizando técnicas de optimización para obtener los valores de los parámetros) o en redes neuronales (estableciendo un gran número de conexiones entre parámetros que caracterizan el modelo) sin una base teórica. En los últimos años, se ha prestado mucha atención a las técnicas de optimización que reducen las diferencias entre los valores medidos y calculados de las variables climáticas. Estas técnicas modifican algunos de los parámetros empíricos incluidos en los modelos (como la conductancia estomática mínima y máxima, el coeficiente de transmisión de calor por conducción-convección del invernadero, el coeficiente de descarga C_d o el coeficiente de efecto eólico C_w).

Boulard *et al.* (1996) desarrollaron un modelo empírico, basado en un modelo dinámico complejo (Deltour *et al.*, 1985) y modelos más simplificados (Garzoli, 1985; Boulard y Baille, 1987), utilizando un sistema de cuatro ecuaciones matemáticas que representan los balances de calor y vapor de agua. Hasni *et al.* (2011) utilizaron un algoritmo genético (*Genetic Algorithm*, GA) basado en simulación digital y un procedimiento de optimización de enjambres de partículas (*Particle Swarm Optimization*, PSO) para mejorar el tamaño físico del modelo de Boulard *et al.* (1996). Lammari *et al.* (2012) también emplearon la técnica GA para optimizar un modelo no lineal del microclima de un invernadero.

De la misma manera, Blasco *et al.* (2007) utilizaron GAs para ajustar parámetros de un modelo de control predictivo no lineal (*Model-Based Predictive Control*, MBPC), incorporando consumos de energía y agua. Kumar *et al.* (2010) utilizaron una técnica de optimización de GA para adaptar el modelo desarrollado por Boulard y Baille (1993) a un nuevo invernadero con un cultivo gerbera.

Seginer *et al.* (1994) y Seginer (1997) utilizaron una red neuronal artificial (*Neural Network*, NN), y posteriormente Linker y Seginer (2004) modelizaron la temperatura del invernadero mediante el uso de redes neuronales sigmoides y modelos híbridos. He y Ma (2010) desarrollaron un modelo NN basado en la técnica de Análisis de Componentes Principales (*Principal Component Analysis*, PCA) para modelizar la

humedad del aire dentro de un invernadero en el norte de China durante el período invernal.

Sin embargo, los resultados de los modelos NN no se pueden extrapolar de un invernadero a otro, ya que requieren mediciones en cada invernadero para establecer la relación entre las entradas y las salidas y, por lo tanto, no se pueden utilizar con fines de diseño. Por el contrario, los modelos de balance energético si se pueden utilizar para comparar varias configuraciones de un invernadero en diferentes escenarios climáticos, por ejemplo, el modelo simplificado de entorno de invernadero incorporado en una aplicación basada en la web por Fitz-Rodríguez *et al.* (2010).

Taki *et al.* (2016) compararon un modelo dinámico físico con un modelo NN (utilizando la temperatura interior del suelo y la humedad del aire interior como entradas) para predecir las temperaturas del aire interior y el techo y la pérdida de energía en un invernadero semisolar en Irán, obteniendo mejores resultados con el modelo NN. Más recientemente, Castañeda-Miranda y Castaño (2017) también han desarrollado un modelo NN para el control inteligente de heladas en invernaderos en el centro de México, con predicciones de temperatura altamente precisas. Una de las variables de entrada utilizadas en estos dos modelos fue la humedad relativa del aire, que depende de la temperatura interior (y otros parámetros) y posteriormente se considera como una condición de límite secundaria.

El uso de condiciones de contorno secundarias mejora la precisión de las estimaciones, pero reduce la capacidad predictiva. Para predecir la evolución de los parámetros climáticos a lo largo del tiempo dentro de un invernadero específico en función de los parámetros climatológicos externos, es conveniente utilizar un modelo basado solo en condiciones de contorno primarias (condiciones ambientales que son fácilmente medibles y no se ven afectadas por la existencia del invernadero) al tiempo que incluye la capacidad de almacenamiento de calor del suelo (Kindelan, 1980). Molina-Aiz *et al.* (2017) y Reyes-Rosas *et al.* (2017) desarrollaron dos modelos dinámicos de balance de energía para predecir las temperaturas del aire, de la cubierta del invernadero y del suelo en invernaderos tipo Almería y multitúnel, respectivamente, utilizando únicamente condiciones de contorno primarias. Utilizaron una regresión lineal empírica obtenida por Wang y Deltour (1999) para predecir la temperatura del cultivo. Para estimar estas temperaturas con precisión dentro de invernaderos ventilados naturalmente con

ventanas cenitales y laterales equipadas con mallas anti-insectos, utilizaron solo condiciones de contorno primarias. Estos modelos, incluían un método novedoso para calcular el flujo de aire de ventilación mediante coeficientes de descarga C_d y del efecto del viento C_w en las ventanas variables.

1.1.4. Modelos de balance de energía estacionarios

Una versión simplificada de los modelos de balance de energía dinámicos desarrollados por Molina-Aiz *et al.* (2017) y Reyes-Rosas *et al.* (2017), para condiciones estacionarias puede ser utilizada para el diseño de sistemas de control climático. Este modelo estacionario más sencillo (Valera *et al.*, 2008) es el propuesto el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) para el dimensionado de sistemas de climatización y de ahorro de energía en invernaderos.

Las condiciones climáticas interiores de diseño de los invernaderos y los sistemas de control climático (temperatura y humedad del aire) dependen de los cultivos a instalar en su interior (Valera *et al.*, 2008). Los parámetros climáticos exteriores de diseño (temperatura y humedad del aire exterior, radiación exterior, velocidad y dirección del viento) se pueden obtener de estaciones meteorológicas. Para las capitales de provincia, el IDAE ha recopilado los valores de temperatura de diseño, tanto para sistemas de refrigeración como de calefacción (IDAE, 2010).

1.2. Ecuación del balance energético estacionario

A continuación, se describe la ecuación general de balance de energía en régimen estacionario en un invernadero (Valera *et al.*, 2008). Resolver la ecuación de balance permitirá conocer, entre otros, los parámetros de consumo y la potencia de calefacción o de refrigeración a instalar a partir del diseño de invernadero propuesto, o determinar la respuesta del invernadero en situaciones meteorológicas críticas.

Los términos que intervienen en el balance energético de un invernadero se indican en forma de intensidad de energía. En régimen estacionario se supone que no se produce almacenamiento de energía en el sistema, lo cual en periodos de tiempo de pocos minutos se aproxima a la realidad, aunque en periodos de tiempo más largos no sería cierto (Molina-Aiz *et al.*, 2017). Bajo la suposición de almacenamiento nulo de energía en el sistema invernadero, se debe cumplir el Primer Principio de la Termodinámica según el cual la energía ganada por el sistema se equilibra con la energía perdida por el mismo. Sin embargo, cada autor suele considerar una serie de componentes del balance energético despreciando otros.

A continuación, se presenta la ecuación general del balance de energía en el invernadero:

$$R_n + Q_{cal} + Q_{res} + S_c \cdot H = S_c \cdot (Q_{cc} + Q_{ren} + LE) + Q_{fot} + Q_{vap} + Q_{sue} \pm Q_{alm} \text{ [W]}$$

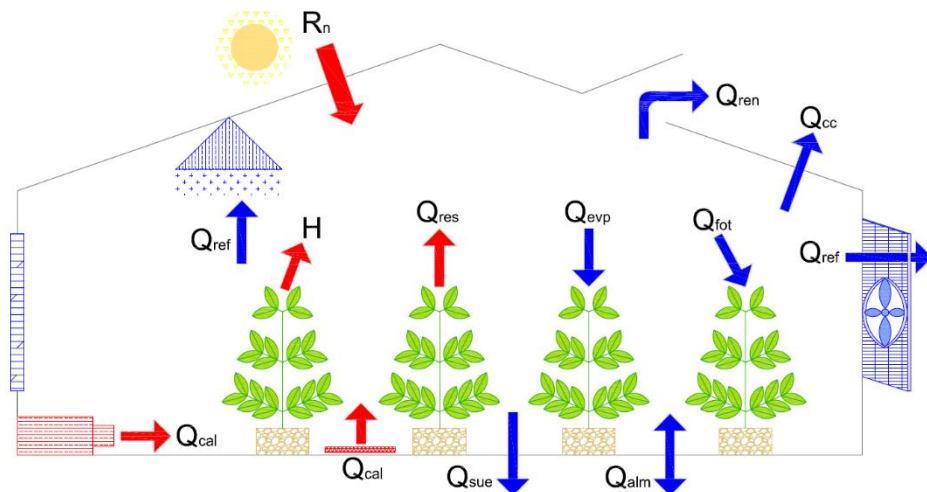


Figura 1. Balance energético en un invernadero

(■ Energía ganada ■ Energía perdida por el invernadero).

1.2.1. Radiación neta, R_n

La radiación neta es la fracción de la energía solar incidente que es utilizada en calentar el invernadero. Su cálculo aproximado se realiza mediante el balance radiativo.

Considerando los valores globales dentro de cada uno de los rangos de longitudes de onda y realizando una serie de simplificaciones, tenemos:

$$R_n = S_c \cdot [I \cdot (\alpha + \tau \cdot \alpha_s) + \sigma \cdot \tau_{ter} \cdot (\varepsilon_{atm} \cdot T_{atm}^4 - \varepsilon_{ter} \cdot T_c^4)] [W]$$

donde,

- S_c superficie captadora de la radiación solar [m^2].
- I radiación solar incidente [W/m^2].
- α coeficiente de absorción del material de cubierta para la radiación solar.
- τ coeficiente de transmisión del material de cubierta para la radiación solar.
- α_s coeficiente de absorción de las plantas y del suelo para la radiación solar.
- τ_{ter} coeficiente de transmisión del material de cubierta para la radiación térmica.
- ε_{atm} emisividad aparente de emisión de la atmósfera.
- T_{atm} temperatura aparente de emisión de la atmósfera [K].
- ε_{ter} emisividad del material de cubierta para la radiación térmica.
- T_c temperaturas de la cubierta del invernadero [K].

1.2.2. Energía calorífica producida por el sistema de calefacción, Q_{cal}

Es la energía aportada por los sistemas de calefacción en aquellos invernaderos que disponen de ellos.

La capacidad para suministrar calor de un equipo de calefacción por aire caliente va a depender del tipo de combustible que utilice para generar energía y del rendimiento calorífico de la propia máquina.

Tanto en los sistemas de calefacción por aire caliente como en los sistemas de calefacción por agua caliente, la potencia nominal viene dada por el calor liberado al quemarse el combustible:

$$P_N = q_{mc} \cdot PCI \text{ [kW]}$$

donde,

q_{mc} caudal másico de combustible consumido [kg/s]

PCI poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg]

El rendimiento térmico se define como la relación entre la potencia útil obtenida y la potencia nominal:

$$\eta = P_u / P_N$$

La potencia útil transmitida al agua de calefacción por la combustión y el intercambio de calor con los gases, en un sistema de calefacción por agua caliente es:

$$P_u = q_{mw} \cdot C_{pA} \cdot (T_{sal} - T_{ent}) \text{ [kW]}$$

donde,

q_{mw} caudal másico o flujo de agua que pasa por la caldera [kg/s]

T_{sal}, T_{ent} temperatura del agua a la salida y la entrada de la caldera [K]

C_{pA} calor específico del agua líquida, 4.19 [kJ/kg·K]

La transferencia de calor total desde un tubo de calefacción al ambiente que le rodea dependerá de la superficie radiante del tubo y de la diferencia de temperatura entre el tubo y el aire dentro del invernadero, su valor se puede determinar mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{cal} = (q_c + q_r) \cdot \pi \cdot D_o \cdot L_p \text{ [W]}$$

donde,

L_p longitud de las tuberías de calefacción dentro del invernadero [m]

D_o diámetro exterior de la tubería [m]

q_c transferencia de calor por convección

$$q_c = h_o \cdot (T_o - T_i) \text{ [W/m}^2\text{]}$$

donde,

- T_o temperatura de la superficie del tubo de calefacción [°C].
 T_i temperatura del aire que rodea las tuberías (fluido en flujo libre) [°C].
 h_o representa el coeficiente de transferencia de calor por convección [W/K·m²]
 $h_o = 1,35 \cdot [(T_o - T_i)/D_o]^{0,25} [W/K \cdot m^2] \quad (Hollman, 1992)$
 $h_o = 4,34 \cdot (T_o - T_i)^{5/4} \cdot D_o^{3/4} [W/K \cdot m^2] \quad (Mantalla y Montero, 1995)$

q_r transferencia de calor por radiación

$$q_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_o^4 - T_i^4) \quad [W/m^2]$$

donde,

σ constante de Stefan-Boltzman, $5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$

ε_{tb} emisividad de las tuberías de calefacción.

En un proceso de transferencia de calor estable, las temperaturas de los tubos y el aire del invernadero son constantes con respecto al tiempo. El suministro de calor al invernadero puede, por consiguiente, calcularse mediante la expresión:

$$Q_{cal} = q u_{mw} \cdot c_{pA} \cdot (T_{sal} - T_{ent}) \quad [W]$$

donde,

$q u_w$ tasa de flujo de masa del agua de calefacción [kg/s]

c_{pA} calor específico del agua líquida, 4190 [J/kg·K]

T_{ent} temperatura del agua a la entrada de las tuberías [K]

T_{sal} temperatura del agua a la salida de las tuberías [K]

1.2.3. Calor producido por la respiración del material biológico,

Q_{res}

Es la energía producida en los procesos de respiración de las plantas. La determinación de su valor es compleja debido a que se trata de un proceso bioquímico directamente influenciado por las condiciones climáticas como temperatura, humedad, concentración de O₂, radiación solar incidente, etc... Además, como su valor es bastante pequeño, se puede estimar como una décima parte del valor de la energía consumida en la fotosíntesis, Q_{tot} (Elías y Castellví, 1996).

1.2.4. Calor sensible

El flujo de calor sensible que se produce desde las plantas hacia el aire del invernadero es consecuencia del gradiente de temperatura existente entre ambos. La absorción de la radiación solar por parte del cultivo provoca un aumento de su temperatura en comparación a la del aire.

El flujo de calor sensible se estima a partir del valor de resistencia que opone el cultivo a la cesión de energía:

$$H = \rho_a \cdot c_{pa} / r_{ch} \cdot (T_c - T_i) \quad [W/m^2]$$

donde,

ρ_a densidad del aire [$kg \cdot m^{-3}$]

c_{pa} calor específico del aire [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

r_{ch} resistencia del cultivo al flujo de calor sensible [$s \cdot m^{-1}$].

1.2.5. Calor perdido por conducción-convección, Q_{cc}

El valor de las pérdidas globales por conducción-convección a través de la cubierta:

$$Q_{cc} = K_{cc} \cdot (t_i - t_e) \cdot S_d \quad [W/m^2]$$

donde,

t_i temperatura interior del invernadero [$^{\circ}C$]

t_e temperatura exterior del invernadero [$^{\circ}C$]

S_d superficie desarrollada del invernadero [m^2]

K_{cc} coeficiente global de pérdidas de calor por conducción-convección [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

donde,

h_i coeficiente superficial de convección para el ambiente interior del invernadero

- En invernaderos de cubierta simple de polietileno: **7.2** [$W/m^2 \cdot ^{\circ}K$] (Garzoli y Blackwell, 1987)

- λ_c conductibilidad térmica del material de cobertura [$W/m^3 \cdot K$].
- e_c espesor del material de cobertura [m].
- h_i coeficiente de convención exterior
- En invernaderos de cubierta de vidrio: $h_e = 2.8 + 1.2 \cdot v$ [$W/m^2 \cdot ^\circ K$] (Bot, 1983)
 - En invernaderos de cubierta de plástico: $h_e = 7.2 + 3.8 \cdot v$ [$W/m^2 \cdot ^\circ K$] (Garzoli y Blackwell, 1987)
 -

1.2.6. Calor sensible y latente perdido por la renovación del aire interior, Q_{ren}

La ecuación de las pérdidas de calor por renovación del aire del invernadero es:

$$Q_{ren} = V_{inv} \cdot R/3600 \cdot \rho_a \cdot (I_{int} - I_{ext}) [W]$$

donde,

V_{inv} volumen del invernadero [m^3].

3600 factor de conversión de unidades [s/h].

R tasa o índice de renovación del aire del invernadero [h^{-1}]

Tabla 1. Rango de tasas de renovación horaria y salto térmico de diferentes tipos de ventilación en invernadero con cultivo (Montero *et al.*, 1992).

Tipo de ventilación	Tasas de renovación [h^{-1}]	Salto térmico [$^\circ C$]
	Mínimo-máximo	Máximo-mínimo
Cenital 5%	15-25	11-8
Cenital 5%+cortina	9-15	13-11
Cenital 10%	35-50	7-5
Cenital 10%+cortina	20-30	9-7.5
Lateral 5%	15-25	11-8
Lateral 10%	30-50	7.5-5
Lateral 5%+ cenital 5%	50-70	5-4

I_{int}, I_{ext} entalpia del aire interior y exterior al invernadero [J/kg].

La entalpía del aire puede calcularse a partir del diagrama psicrométrico o mediante fórmulas tradicionales, cuando se conoce la temperatura y la humedad relativa del aire, siendo en este caso:

$$i = c_{pa} \cdot t + x \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t) \quad [J/kg]$$

donde,

c_{pa}	calor específico del aire (1.005 kJ/kg·K)
r_o	calor latente de vaporización del agua ($2.49 \cdot 10^3$ kJ/kg)
c_{pv}	calor específico del vapor recalentado (1.908 kJ/kg·K)
T_i, T_e	temperaturas absolutas interiores y exteriores, respectivamente [K]
x_i, x_e	humedades absolutas interiores y exteriores, respectivamente [kg/kg]

1.2.7. Calor latente consumido en la evapotranspiración de las plantas, LE

En los últimos años se han realizado un gran número de estudios para determinar el valor del calor latente en condiciones de invernadero y para diversos cultivos hortícolas. A continuación, se exponen algunos de los modelos más utilizados.

- Expresando su valor como una función de la radiación solar únicamente (Elías y Castellví, 1996):

$$E = R_{sol} \cdot \Psi \quad [W/m^2]$$

siendo:

$$R_{sol} = \alpha_s \cdot \tau \cdot S_s / S_c \quad [W/m^2]$$

donde,

α_s	absorbancia de las plantas y del suelo (toma valores entre 0.7 y 0.85)
τ	transmisividad de la cubierta.
I	radiación solar incidente [W/m^2].
S_s	superficie captadora [m^2]
S_c	superficie de suelo cubierta [m^2].
Ψ	proporción de radiación solar que se pierde por evapotranspiración.

- Por medio de relaciones empíricas con variables ambientales.
 - Para tomate (Jolliet y Bailey, 1992):

$$LE = 0.2 \cdot R_n [W/m^2] + 5.5 \cdot DPV [kPa] + 5.3 \cdot u [m/s] [W/m^2]$$

donde,

DPV déficit de presión de vapor [kPa].

u velocidad del aire en el invernadero [m/s]

- Para *Ficus benjamina* con índice de área foliar $LAI=3.18$ Bailey y Montero (1993) obtuvieron:

$$LE = -3.6 + 0.669 \cdot R_{sol} [W/m^2]$$

- Utilizando la ecuación de Penman-Monteith.

Para ese mismo cultivo (*Ficus benjamina*) cultivado en invernadero, Bailey y Montero (1993) simplificaron la ecuación general hasta llegar a la expresión:

$$LE = \frac{I \cdot e^{0.052 \cdot T_i} + 47.5 \cdot LAI \cdot 3 \cdot \frac{DPV}{\sqrt{d_h}}}{2 \cdot e^{0.038 \cdot T_i} + 0.00262 \cdot \frac{r_i}{\sqrt{d_h}}}$$

siendo:

LAI índice de área foliar [$m^2 \cdot m^{-2}$].

DPV déficit de presión de vapor del aire [kPa]

d_h dimensión característica de las hojas: $d_h = 2 / (1/L_h + 1/W_h)$ [m]

L_h y W_h son la longitud y anchura de las hojas [m].

r_i resistencia estomática del cultivo: $r_i = 46 + 54500 / (55 + \tau_{PAR} \cdot I_{PAR})$ [$s \cdot m^{-1}$]

I_{PAR} radiación fotosintéticamente activa en [$\mu E \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$]

τ_{PAR} transmisividad del invernadero a la radiación PAR.

La ecuación de LE es una simplificación de la fórmula general de Penman-Monteith.

1.2.8. Energía solar utilizada en la fotosíntesis, Q_{fot}

Es la parte de la energía solar interceptada por las plantas que éstas emplean en los procesos fotosintéticos. La energía que se consume en la realización de la fotosíntesis suele suponer el 3% de la energía luminosa, por lo que el calor de la respiración será, pues, solamente del 0.3 al 0.4% de la radiación solar existente en un día claro. En muchas ocasiones este término no es considerado en los balances energéticos de los invernaderos dada su poca importancia numérica.

1.2.9. Calor consumido en evaporar el agua aportada por los equipos de humectación, Q_{vap}

La evaporación de agua dentro del invernadero produce una cesión de calor del aire interior que origina una disminución de su temperatura. Su cálculo se realiza mediante la expresión:

$$Q_{vap} = qu_{vap} [kg/s] \cdot i_{vap} [J/kg] [W]$$

donde,

qu_{evp} caudal de agua aportada por los humectadores o de refrigeración [$kg \cdot s^{-1}$].

i_{vap} entalpía específica del agua evaporada [$J \cdot kg^{-1}$].

1.2.10. Flujo de calor perdido por conducción a través del suelo, Q_{sue}

Una parte de las pérdidas de calor en el invernadero, alrededor del 10%, se producen a través del suelo. Su cálculo se realiza mediante la fórmula:

$$Q_{sue} = K_s \cdot (t_i - t_s) \cdot S_c [W]$$

donde,

K_s coeficiente de intercambio térmico a través del suelo que se toma habitualmente por $1.5 W/m^2 \cdot ^\circ C$

S_c área del suelo del invernadero [m^2]

$(t_i - t_s)$ diferencia entre la temperatura interior y del suelo.

1.2.11. Energía almacenada en el invernadero, Q_{alm}

Su cálculo depende del sistema de inercia térmica empleada, y se puede obtener mediante la comparación de balances energéticos diurno y nocturno. Un valor de 1/3 del total de energía radiante captada puede ser una aproximación plausible de la capacidad almacenadora del invernadero siempre dependiendo del diseño del mismo. Esta capacidad puede aumentarse utilizando un lecho de rocas de granito bajo el suelo del invernadero o en un pozo situado junto a éste (Willits y Peet, 1987).

1.3. Balance energético simplificado

En los ejercicios correspondientes a la segunda parte de este libro, se hace una simplificación del balance energético. Debido a la poca importancia numérica de algunos términos descritos, se van a despreciar, quedando del siguiente modo:

$$R_n + Q_{cal} = LE + Q_{cc} + Q_{sue} + Q_{ren} + Q_{vap} [W]$$

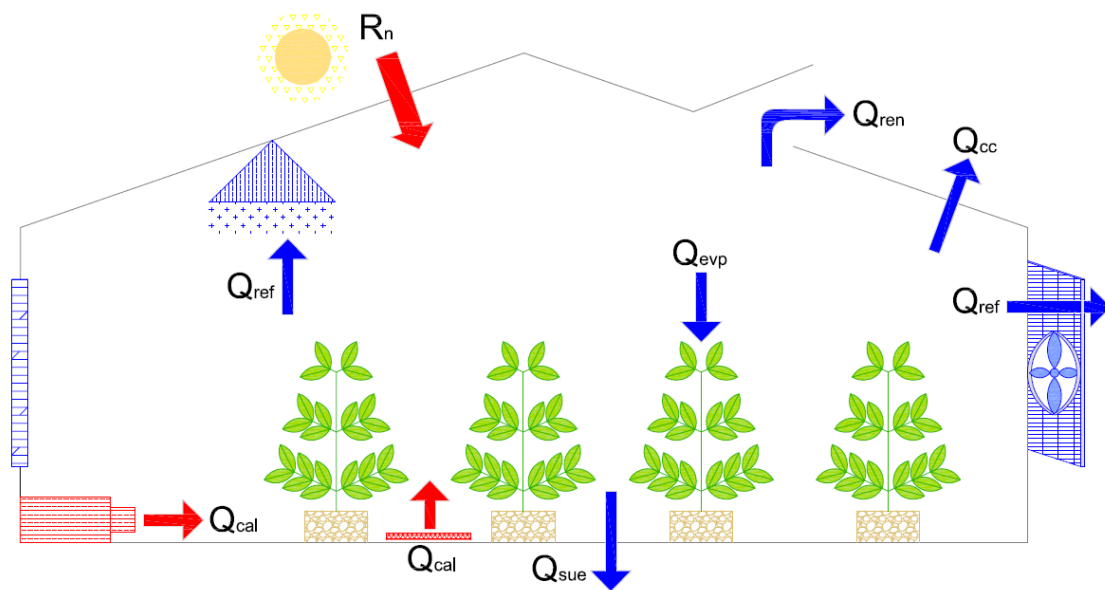


Figura 2. Balance energético simplificado en un invernadero
(■ Energía ganada ■ Energía perdida por el invernadero).

2. EJERCICIOS RESUELTOS

2.1. Ventilación natural

2.1.1. Ejercicio 1

Calcular el porcentaje de apertura de las ventanas cenitales del invernadero representado en la figura, necesario para mantener dentro del invernadero una temperatura de 35°C (50% de humedad relativa), cuando en el exterior la temperatura alcanza los 33°C (30% de humedad relativa).

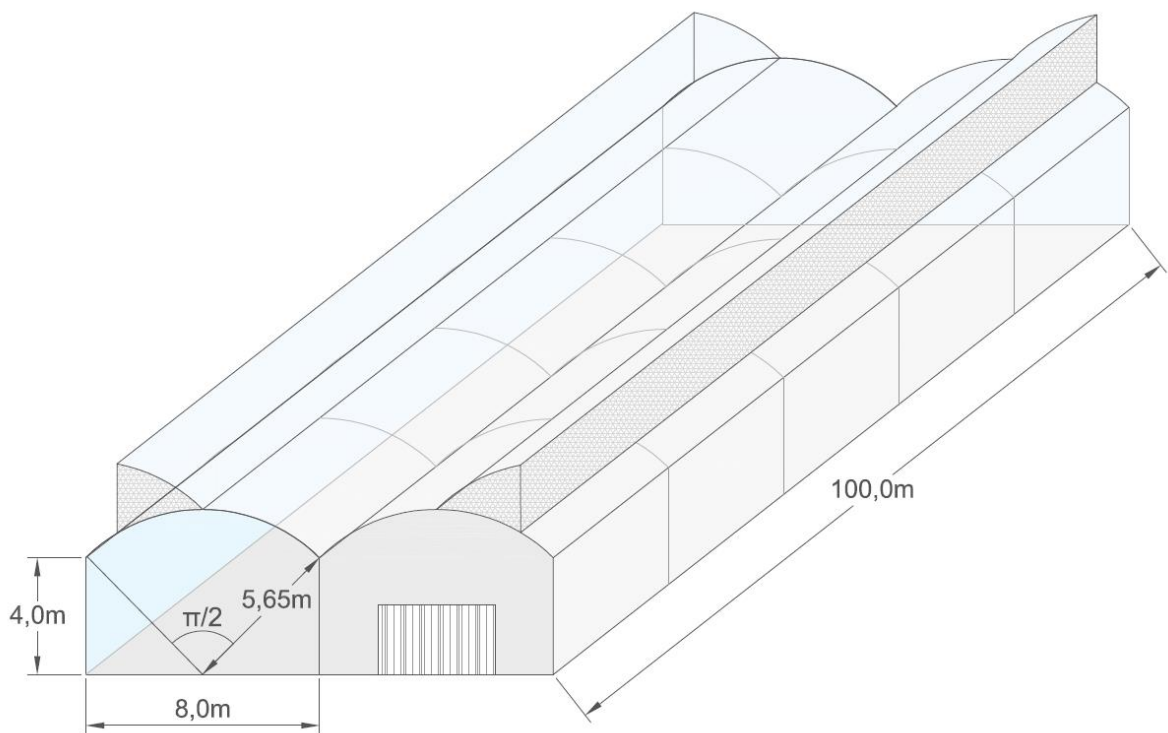


Figura 3. Esquema del invernadero 1.

Datos:

- El aporte de energía debido a la radiación neta se estima en **875 [W/m²]**.
- La pérdida total de energía por unidad de superficie por conducción a través del suelo es de **18920 [cal/m² · h]**.
- El déficit de presión de vapor dentro del invernadero es de **2770 [Pa]**, con una velocidad del aire en el interior de **1 [m/s]**.
- El invernadero está constituido por dos módulos iguales con una cubierta de polietileno térmico de **0.20 [mm]** de espesor y con una conductividad térmica de **1.5 [W/m · °C]**.
- Transmisividad de la cubierta para la radiación **PAR: 0.89**
- Velocidad del viento exterior: **36 [km/h]**
- Temperatura del suelo: **25 [°C]**
- Coeficiente de intercambio térmico a través del suelo: **2.2 [W/m² · °C]**
- Coeficiente superficial de convección interior: **6.2 [kcal/m² · h · °C]**
- Rango de tasas de renovación horaria y salto térmico de diferentes tipos de ventilación en invernadero multitúnel con cultivo. (Montero et al., 1992):

Tipo de ventilación	Tasa de renovación [h ⁻¹]
Cenital 5%	15
Cenital 10%	35
Lateral 5%	15
Lateral 10%	30
Lateral 5% + cenital 5%	50

Solución:

El balance de energía en el invernadero viene dado por la fórmula:

$$R_n + Q_{cal} = LE + Q_{cc} + Q_{sue} + Q_{ren} [W]$$

En este caso no se dispone de calefacción, $Q_{cal} = 0$.

El porcentaje de apertura es función del calor que es necesario evacuar del invernadero mediante renovación de aire:

$$Q_{ren} = R_n - LE - Q_{cc} - Q_{sue} [W]$$

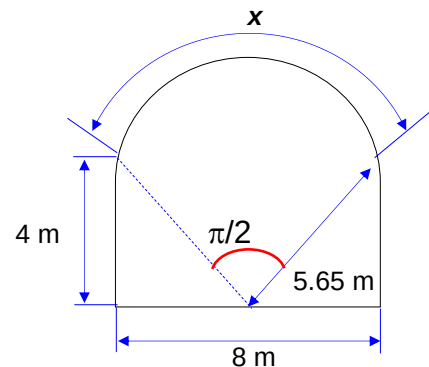
1º Cálculo de las dimensiones del invernadero:

- Superficie de suelo cubierta, S_c :

$$S_c = 2 \cdot 8 [m] \cdot 100 [m] = 1600 [m^2]$$

- Superficie desarrollada del invernadero, S_d :

$$x = \pi/2 \cdot 5.65 [m] = 8.87 [m]$$



$$S_d = 2 \cdot \underbrace{[2 \cdot (25.07 [m^2] + 16 [m^2])]}_{\text{frontales}} + \underbrace{(4 [m] \cdot 100 [m])}_{\text{laterales}} + \underbrace{8.87 [m] \cdot 100 [m]}_{\text{techo}} = 2738.28 [m^2]$$

- Volumen del invernadero, V_{inv} :

$$V_{inv} = 2 \cdot (25.07 [m^2] + 16 [m^2]) \cdot 100 [m] = 8214 [m^3]$$

2º. Cálculo del calor consumido en la evapotranspiración, LE :

$$LE = 0.2 \cdot R_n [W/m^2] + 5.5 \cdot DPV [kPa] + 5.3 \cdot u [m/s] [W/m^2]$$

Datos: $DPV = 2770 [Pa] = 2.77 [kPa]$

$$u = 1 [m/s]$$

$$R_n = 875 [W/m^2]$$

$$LE = 0.2 \cdot 875 [W/m^2] + 5.5 \cdot 2.77 [kPa] + 5.3 \cdot 1 [m/s] = 195.53 [W/m^2]$$

$$LE = 195.53 [W/m^2] \cdot 1600 [m^2] = 312848 [W] \Rightarrow LE = 312.85 [kW]$$

3°. Cálculo del calor perdido por conducción-convección a través del material de cubierta, Q_{cc} :

$$Q_{cc} = K_{cc} \cdot (t_i - t_e) \cdot S_d \quad [W]$$

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor por conducción-convección:

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

- Coeficiente superficial de convección interior: $h_i = 6.2 [kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C]$

$$h_i = 6.2 [kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C] \cdot 4186.8 [J/kcal] / 3600 [s/h] = 7.21 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

- Coeficiente superficial de convección exterior, $h_e = 7.2 + 3.8 \cdot v [m/s] [W/m^2 \cdot ^\circ C]$

- Velocidad del viento exterior: $v = 36 [km/h] \times 1000 [m/km] / 3600 [s/h] = 10 [m/s]$

$$h_e = 7.2 + 3.8 \cdot 10 [m/s] = 45.2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

- Datos: espesor de la cubierta: $e_c = 0.2 [mm] = 0.0002 [m]$ y

conductividad térmica de la cubierata $\lambda_c = 1.5 [W/m \cdot ^\circ C]$

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{7.2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]} + \frac{0.0002 [m]}{1.5 [W/m \cdot ^\circ C]} + \frac{1}{45.2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]}} = 6.206 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

Enunciado: temperatura dentro del invernadero: $t_i = 35 [^\circ C]$

temperatura exterior: $t_e = 33 [^\circ C]$

$$Q_{cc} = 6.206 [W/m^2 \cdot ^\circ C] \cdot (35 [^\circ C] - 33 [^\circ C]) \cdot 2738.28 [m^2] = 32968.01 [W] \Rightarrow$$

$$Q_{cc} = 33.98 [kW]$$

4°. Cálculo del calor perdido por conducción a través del suelo, Q_{sue} :

Datos: pérdida total de energía por unidad de superficie por conducción a través del suelo, $Q_{sue} = 18920 \text{ cal}/m^2 \cdot h$

$$Q_{sue} = 18920 [cal/m^2 \cdot h] \times 4.1868 [J/cal] / 3600 [s/h] \cdot 1600 [m^2] = 35206.33 [W]$$

$$Q_{sue} = 35.21 [kW]$$

5°. Cálculo de la radiación neta, R_n :

Enunciado: aporte de energía debido a la radiación neta: $R_n = 875 [W/m^2]$

$$R_n = 8753 [W/m^2] \cdot 1600 [m^2] = 1400000 [W] \Rightarrow R_n = 1400 [kW]$$

6°. Cálculo del calor que es necesario evacuar del invernadero mediante renovación de aire a través de las ventanas de ventilación, Q_{ren} :

$$Q_{ren} = R_n - LE - Q_{cc} - Q_{sue} \quad [W]$$

$$Q_{ren} = 1400 [kW] - 312.84 [kW] - 33.98 [kW] - 35.21 [kW] = 1017.97 [kW]$$

7°. Cálculo de la tasa de renovación de aire, R :

$$Q_{ren} = V_{inv} \cdot \frac{R}{3600} \cdot \rho_a \cdot \Delta_i \quad [W] \quad \Rightarrow R = Q_{ren} \cdot 3600 / (V_{inv} \cdot \rho_a \cdot \Delta_i) [h^{-1}]$$

Datos: densidad media del aire: $\rho_a = 1.2923 [kg/m^3]$

- Interior: $t_i = 35[^\circ C]$, $HR_i = 50[\%]$

a) Diagrama psicrométrico: $i_i = 19.6[kcal/kg] \times 4.1868 [kJ/kcal] = 82.06 [kJ/kg]$

$$x_i = 17.9 [g/kg] = 0.0179 [kg/kg]$$

b) Ecuación: $i = c_{pa} \cdot t + x \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t) [J/kg]$

Datos: calor específico del aire a presión constante: $c_{pa} = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C]$

entalpía de vaporización del agua a $0^\circ C$: $r_o = 2490 [kJ/kg] = 2490000 [J/kg]$

calor específico del vapor de agua a presión constante: $c_{pv} = 1987 [J/kg \cdot ^\circ C]$

$$i_i = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 35[^\circ C] + 0.0179 [kg/kg] \cdot (2490000 [J/kg] + 1987 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 35 [^\circ C]) \\ = 80955.85 [J/kg]$$

- Exterior: $t_e = 33[^\circ C]$, $HR_e = 30[\%]$

a) Diagrama psicrométrico: $i_e = 13.8[kcal/kg] \times 4.1868 [kJ/kcal] = 57.77 [kJ/kg]$

$$x_e = 9.5 [g/kg] = 0.0095 [kg/kg]$$

b) Ecuación:

$$i_e = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 33[^\circ C] + 0.0095 [kg/kg] \cdot (2490000 [J/kg] + 1987 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 33 [^\circ C]) \\ = 57409.95 [J/kg]$$

$$R = (1017970 [W] \cdot 3600 [s/h] / 8214 [m^3] \cdot 1.2923 [kg/m^3] \cdot (80955 [J/kg] - 57409 [J/kg]))$$

$$R = 14.77 [h^{-1}]$$

8°. Cálculo del porcentaje de apertura de las ventanas cenitales:

- Datos: Tabla

<i>Tipo de ventilación</i>	<i>Tasa de renovación [h^{-1}]</i>
Cenital 5%	15
Cenital 10%	35
Lateral 5%	15
Lateral 10%	30
Lateral 5% + cenital 5%	50

$$R = 14.77 [h^{-1}] \Rightarrow \text{Porcentaje de apertura } 5\%$$

2.1.2. Ejercicio 2

Calcular el porcentaje de apertura de las ventanas cenitales del invernadero representado en la figura, necesario para mantener dentro del invernadero una temperatura de 31°C (50% de humedad relativa), cuando en el exterior la temperatura alcanza los 25°C (60% de humedad relativa).

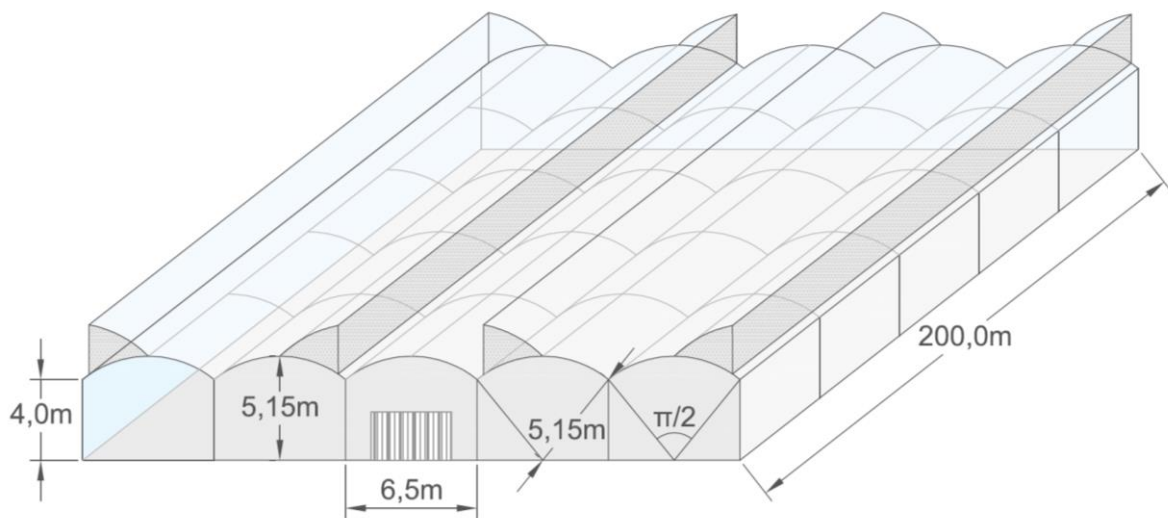


Figura 4. Esquema del invernadero 2.

Datos:

- El aporte de energía debido a la radiación neta se estima en en **690 $[W/m^2]$** .
- El déficit de presión de vapor dentro del invernadero es de en **22.5 $[hPa]$** , con una velocidad del aire en el interior de en **0.5 $[m/s]$** .
- El invernadero está constituido por cinco módulos iguales con una cubierta de plástico tricapa de **0.2 $[mm]$** de espesor y con una conductividad térmica de **1.5 $[W/m \cdot ^\circ C]$** .
- Transmisividad de la cubierta para la radiación **PAR: 0.89**
- Velocidad del viento exterior: **10.8 $[km/h]$**
- Temperatura del suelo: **42 $[^\circ C]$**
- Coeficiente de intercambio térmico a través del suelo: **1.1 $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$**
- Rango de tasas de renovación horaria y salto térmico de diferentes tipos de ventilación en invernadero multitúnel con cultivo.

Tipo de ventilación	Tasa de renovación $[h^{-1}]$
Cenital 4%	12
Cenital 5%	18
Cenital 8%	25
Cenital 10%	35
Lateral 5%	15
Lateral 10%	30
Lateral 5% + cenital 5%	50

Solución:

El balance de energía en el invernadero viene dado por la fórmula:

$$R_n + Q_{cal} = LE + Q_{cc} + Q_{sue} + Q_{ren} [W]$$

En este caso no se dispone de calefacción, $Q_{cal} = 0$.

El porcentaje de apertura es función del calor que es necesario evacuar del invernadero mediante renovación de aire:

$$Q_{ren} = R_n - LE - Q_{cc} - Q_{sue} [W]$$

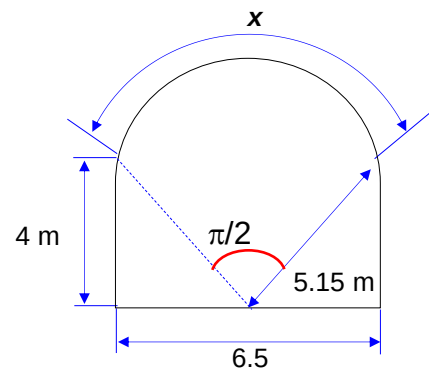
1º Cálculo de las dimensiones del invernadero:

- Superficie de suelo cubierta, S_c :

$$S_c = 5 \cdot 6.5 [m] \cdot 200 [m] = 6500 [m^2]$$

- Superficie desarrollada del invernadero, S_d :

$$x = \frac{\pi}{2} \cdot 5.15 [m] = 8.09 [m]$$



$$S_d = 2 \cdot \underbrace{\left[5 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot 5.15^2 [m^2] \right) + \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 6.5 [m^2] \right]}_{\text{frontales}} + \underbrace{4 [m] \cdot 200 [m]}_{\text{laterales}} + \underbrace{5 \cdot 8.09 [m] \cdot 200 [m]}_{\text{techo}} = 10028.3 [m^2]$$

- Volumen del invernadero, V_{inv} :

$$V_{inv} = 5 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot 5.15^2 [m^2] + \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 6.5 [m^2] \right) \cdot 200 [m] = 33830.72 [m^3]$$

2º. Cálculo del calor consumido en la evapotranspiración, LE :

$$LE = 0.2 \cdot R_n [W/m^2] + 5.5 \cdot DPV [kPa] + 5.3 \cdot u [m/s] [W/m^2]$$

Datos: $DPV=22.5 [hPa]$

$u=0.5 [m/s]$

$R_n=690 [W/m^2]$

$$LE = 0.2 \cdot 690 [W/m^2] + 5.5 \cdot 2.25 [kPa] + 5.3 \cdot 0.5 [m/s] = 153 [W/m^2]$$

$$LE = 153 [W/m^2] \cdot 6500 [m^2] = 994662.5 [W] \Rightarrow LE = 994.66 [kW]$$

3º. Cálculo del calor perdido por conducción-convección a través del material de cubierta, Q_{cc} :

$$Q_{cc} = K_{cc} \cdot (t_i - t_e) \cdot S_d \quad [W]$$

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor por conducción-convección:

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

- Coeficiente superficial de convección interior: $h_i = 7.2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$
- Coeficiente superficial de convección exterior, $h_e = 7.2 + 3.8 \cdot v [m/s] [W/m^2 \cdot ^\circ C]$
- Velocidad del viento exterior: $v = 10.8 [km/h] \times 1000 [m/km] / 3600 [s/h] = 3 [m/s]$

$$h_e = 7.2 + 3.8 \cdot 3 [m/s] = 18.6 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

- Datos: espesor de la cubierta: $e_c = 0.2 [mm] = 0.0002 [m]$ y
conductividad térmica de la cubierata $\lambda_c = 1.5 [W/m \cdot ^\circ C]$

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{7.2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]} + \frac{0.0002 [m]}{1.5 [W/m \cdot ^\circ C]} + \frac{1}{18.6 [W/m^2 \cdot ^\circ C]}} = 5.18 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

Enunciado: temperatura dentro del invernadero: $t_i = 31 [^\circ C]$

temperatura exterior: $t_e = 25 [^\circ C]$

$$Q_{cc} = 5.18 [W/m^2 \cdot ^\circ C] \cdot (31 [^\circ C] - 25 [^\circ C]) \cdot 10028.3 [m^2] = 312107.23 [W] \Rightarrow$$

$$Q_{cc} = 312.1 [kW]$$

4º. Cálculo del calor perdido por conducción a través del suelo, Q_{sue} :

$$Q_{sue} = K_s \cdot (t_i - t_s) \cdot S_c [W]$$

Datos: temperatura del suelo: $t_s = 42 [^\circ C]$

coeficiente de intercambio térmico a través del suelo: $K_s = 1.1 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$

$$Q_{sue} = 1.1 [W/m^2 \cdot ^\circ C] \cdot (31 [^\circ C] - 42 [^\circ C]) \cdot 6500 [m^2] = -78650 [W]$$

$$\Rightarrow Q_{sue} = -78.65 [kW]$$

5º. Cálculo de la radiación neta, R_n :

Datos: aporte de energía debido a la radiación neta: $R_n = 690 [W/m^2]$

$$R_n = 690 [W/m^2] \cdot 6500 [m^2] = 4485000 [W] \Rightarrow R_n = 4485 [kW]$$

6°. Cálculo del calor que es necesario evacuar del invernadero mediante renovación de aire a través de las ventanas de ventilación, Q_{ren} :

$$Q_{ren} = R_n - LE - Q_{cc} - Q_{sue} \quad [W]$$

$$Q_{ren} = 4485 [kW] - 994.66 [kW] - 312.1 [kW] - (-78.65 [kW]) = 3256.89 [kW]$$

7°. Cálculo de la tasa de renovación de aire, R :

$$Q_{ren} = V_{inv} \cdot \frac{R}{3600} \cdot \rho_a \cdot \Delta_i \quad [W] \Rightarrow R = Q_{ren} \cdot 3600 / (V_{inv} \cdot \rho_a \cdot \Delta_i) [h^{-1}]$$

Datos: densidad media del aire: $\rho_a = 1.2923 [kg/m^3]$

- Interior: $t_i = 31[^\circ C]$, $HR_i = 50[\%]$
 - a) Diagrama psicrométrico: $i_i = 68 [kJ/kg]$ $x_i = 0.014 [kg/kg]$
 - b) Ecuación: $i = c_{pa} \cdot t + x \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t) [J/kg]$

Datos: calor específico del aire a presión constante: $c_{pa} = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C]$

entalpía de vaporización del agua a $0^\circ C$: $r_o = 2490 [kJ/kg] = 2490000 [J/kg]$

calor específico del vapor de agua a presión constante: $c_{pv} = 1987 [J/kg \cdot ^\circ C]$

$$i_i = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 31[^\circ C] + 0.014 [kg/kg] \cdot (2490000 [J/kg] + 1987 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 31[^\circ C]) \\ = 66846.3 [J/kg]$$

- Exterior: $t_e = 25[^\circ C]$, $HR_e = 60[\%]$
 - a) Diagrama psicrométrico: $i_e = 56 [kJ/kg]$ $x_e = 0.012 [kg/kg]$
 - b) Ecuación:

$$i_e = 1004 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 25[^\circ C] + 0.012 [kg/kg] \cdot (2490000 [J/kg] + 1987 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 25[^\circ C]) \\ = 55576.1 [J/kg]$$

$$R = (3256890 [W] \cdot 3600 [s/h]) / (33830.72 [m^3] \cdot 1.2923 [kg/m^3] \cdot (67000 [J/kg] - 56000 [J/kg])) \\ R = 24.38 [h^{-1}]$$

8°. Cálculo del porcentaje de apertura de las ventanas cenitales:

Datos: Tabla

<i>Tipo de ventilación</i>	<i>Tasa de renovación [h^{-1}]</i>
Cenital 4%	12
Cenital 5%	18
Cenital 8%	25
Cenital 10%	35
Lateral 5%	15
Lateral 10%	30
Lateral 5% + cenital 5%	50

$$R = 24.38 [h^{-1}] \Rightarrow \text{Porcentaje de apertura } 25\%$$