

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Hoy en día, es fundamental la utilización de herramientas potentes y fiables para el cálculo y optimización de sistemas termoenergéticos. El avance en los últimos años de la potencia de cálculo de los ordenadores y de los métodos numéricos, hace posible la resolución de problemas en otra época inabordable. Los sistemas termoenergéticos asociados a climatización, se caracterizan por exhibir una dependencia no lineal con las características meteorológicas. El uso de técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) y de simulaciones transitorias constituye el complemento ideal a la siempre necesaria experimentación.

Con la potencia de cálculo de los ordenadores actuales, el estudio de sistemas complejos con la simulación detallada vía técnicas de discretización finitas es altamente costoso en tiempo y requiere el uso de computadoras de última generación, mientras que una simulación dinámica puede realizarse en ordenadores personales. El análisis al detalle que permiten las técnicas CFD, aunque útil y necesario para ciertos problemas, no tiene mucho sentido para casos como el cálculo de cargas térmicas, donde se modela un sistema completo con un número grande de parámetros.

El análisis de sistemas altamente complejos como pueda ser un sistema de climatización de un autobús urbano puede realizarse de manera relativamente rápida con un software de simulación dinámica como TRNSYS. La simulación dinámica es órdenes de magnitud más rápida y órdenes de magnitud más económica que la experimentación, en la que pequeños cambios en el sistema pueden significar costes de tiempo y económicos elevados.

Se ha optado por elegir el software TRNSYS para la simulación de la demanda térmica de nuestro autobús, porque resulta el más completo a la hora de predecir el comportamiento de diferentes sistemas de climatización; pudiendo a su vez permitir la integración de demanda térmica y comportamiento del sistema de climatización. Además, ofrece modelos predefinidos y validados para la gran mayoría de sistemas térmicos, asegurando un comportamiento satisfactorio.

Los objetivos principales de los métodos de simulación son muy diversos: estimar los consumos de energía, la cantidad de CO₂ asociada, diseñar diferentes estrategias de control, analizar el comportamiento de los sistemas de climatización, observar la evolución de la temperatura y la humedad relativa en diferentes zonas, etc.

Este documento tiene como principal objetivo la descripción del proceso de modelado y la simulación de nuestro autobús en un rango diverso de climatologías; para así obtener

el dimensionado de la potencia máxima a satisfacer por el sistema de climatización. En todo momento se va a hacer referencia a la normativa UNE-EN 14750, que aunque es específica para aplicaciones ferroviarias, nos va a proporcionar unas pautas con resultados prácticamente idénticos al que se obtendría en una normativa específica de autobuses.

En todo momento, el objetivo que persigue este estudio no está enfocado a la optimización del diseño del autobús, sino al dimensionado de su sistema de climatización, y a dar luz sobre si los equipos que actualmente se encuentran en el mercado fueron bien dimensionados con una metodología de cálculo estático basado en una normativa y valores medios representativos de un día extremo de verano e invierno.

2 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO

Una primera gran diferenciación entre los objetivos de las diferentes metodologías de modelado de un sistema, sería desde el punto de vista del planteamiento del problema; es decir, si se trata de plantear un problema directo o de diseño, o bien de un problema inverso o de diagnóstico. El problema directo está relacionado con la fase de diseño de la carrocería del autobús, donde se tiene una descripción aproximada del mismo, y se pretenden calcular parámetros como: la temperatura interior, las cargas térmicas, los consumos de energía, etc. Sin embargo, si el autobús se encuentra en uso, se tiene un problema inverso, y se analiza cómo las variables exteriores climáticas y las variables interiores del autobús intervienen en el ambiente térmico interior, y cómo y en qué medida la modificación de éstas variables permitirá obtener los parámetros de confort térmico interiores deseados.

Caracterizar el comportamiento de cualquier sistema térmico requiere de su evaluación bajo condiciones de operación realistas. Las variables meteorológicas, por ejemplo, tienen un comportamiento irregular en el tiempo, tanto a pequeña escala (horaria y diaria) como a gran escala (estacional y anual); entendiéndose por comportamiento irregular, una variación que no es completamente aleatoria ni completamente determinista. Es precisamente ese comportamiento el que complica el análisis (y diseño) de los sistemas de climatización, los cuales, en general exhiben una dependencia no lineal con tales variables, a lo que hay que añadir el efecto de los retardos introducidos por la capacidad térmica de los materiales.

Las variables de entrada en la evaluación del funcionamiento energético de un autobús se pueden clasificar en cuatro categorías:

1. Variables dependientes del clima.
2. Variables dependientes de las características constructivas de los elementos de la epidermis.
3. Variables dependientes de los usuarios (viajeros).
4. Variables dependientes de los sistemas.

1) VARIABLES CLIMÁTICAS:

Las variables climáticas a su vez se pueden clasificar en macroclimáticas y microclimáticas, con referencia a la localización geográfica y al emplazamiento

específico respectivamente.

Son las siguientes:

- Temperatura del aire.
- Radiación incidente o temperatura media radiante.
- Dirección y velocidad del viento.
- Humedad.

2) VARIABLES DEL AUTOBÚS:

Dependen mucho de la estrategia elegida en la definición del autobús. En general, y en la mayoría de las tipologías de evaluación energética existentes, son:

- Conductividad térmica de los elementos constructivos.
- Inercia térmica de los elementos constructivos.
- Masa térmica interior.
- Absortividad de los elementos constructivos (paredes y vidrios) de la radiación infrarroja y visible.
- Caudal de ventilación del proyecto.

3) VARIABLES DEPENDIENTES DEL USUARIO (VIAJEROS):

A su vez éstas dependen del esquema de representación elegido. En línea totalmente general, pueden ser:

- Variación en la renovación de aire.
- Variabilidad en las pérdidas por transmisión.
- Variabilidad en las ganancias por radiación.
- Aportes internos.

Respecto a los factores del confort, que determinan el comportamiento de los viajeros y los valores de los parámetros definidos, son muchos y tienen origen diferente. Los podemos clasificar así:

- Factores fisiológicos.
- Factores psicológicos.
- Factores culturales.

4) VARIABLES DEPENDIENTES DE LOS SISTEMAS:

Las instalaciones activas normalmente utilizadas son climatizadoras. Y los aspectos del proyecto se clasifican entonces como:

- Calidad del aire de renovación.
- Tipología de los equipos.
- Compresor eléctrico o accionado mecánicamente por el motor.

Los parámetros correspondientes son los valores de consigna de los equipos con respecto a los diferentes aspectos y funciones, por ejemplo:

- Temperatura de consigna del aire.
- Humedad de consigna del aire.
- Velocidad de impulsión del aire.
- Rendimiento nominal de los equipos.

VARIABLES DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL MODELADO DINÁMICO:

Ahora bien, en el modelado dinámico del autobús, para el cálculo de la demanda térmica, los coeficientes o parámetros representativos que aparecen en las ecuaciones van a depender de las siguientes variables:

- Una masa térmica global del autobús.
- Un coeficiente global de pérdidas por transmisión a través de la epidermis.
- Un coeficiente global de pérdidas por ventilación.
- Un coeficiente de aportación solar.
- Un coeficiente de generación interna de calor.
- Una temperatura interior de referencia, que tenga en cuenta el efecto radiante de las paredes.

$$T_i = T_e + \frac{I + D}{G}$$

, donde:

T_i es la temperatura media interior [°C].

T_e es la temperatura media exterior [°C].

I son las aportaciones por radiación solar incidente [W/m³].

D son los aportes internos (personas y sistemas) [W/m³].

G es el coeficiente de pérdidas (transmisión y ventilación) [W/m³K].

Además, en el momento de determinar la relevancia de las variaciones de las variables implicadas en los resultados de una evaluación energética, es importante distinguir entre:

- Variaciones en la distribución espacial de los valores asumidos por las variables.
- Variaciones temporales de los valores de cada variable.

La distribución espacial no uniforme de los diferentes parámetros lleva a cierta dificultad en la evaluación analítica del comportamiento energético y fue una de las causas del desarrollo de los sistemas de simulación. Sin embargo, para el cálculo de la carga térmica, esta variación de los parámetros a nivel espacial, en primera aproximación va a ser despreciable frente al cálculo temporal, que necesariamente tiene que aparecer.

En adelante se consideraran variaciones temporales dejando fijadas las espaciales al orden de magnitud adecuado para caracterizar la geometría de un autobús, siendo considerado como un punto o una caja gris, caracterizada por valores volumétricos de parámetros medios.

Las variaciones temporales se pueden evaluar en primera aproximación pensando en perturbaciones tipo escalón. En este caso se está pasando desde una situación estacionaria a otra situación estacionaria y la ecuación de evaluación de la variabilidad es sencillamente:

$$\delta T_i = \delta T_e + \frac{\delta(I + D)}{G} - \frac{I + D}{G^2} \delta G$$

, donde: δT_i , δT_e , δI , δD y δG son las variaciones temporales de las respectivas variables.

Esta es una evaluación muy general, pero de todas formas evidencia que la magnitud del termino G, es muy relevante para determinar la importancia de las variaciones de temperatura que las diferentes acciones pueden causar. En una evaluación más correcta, es necesario considerar un término de acumulación térmica en la masa, así que la ecuación dinámica correspondiente es:

$$M \frac{\partial T_i}{\partial t} = I + D + (T_i - T_e)G$$

, donde M es la capacidad calorífica volumétrica (masa térmica unitaria) [J/m³K].

Integrando con cierto paso temporal y resolviendo, se obtiene:

$$T_i^{t=\tau} = T_i^{t=0} + [I + D + (T_e - T_i^{t=0})G] \frac{\tau}{M}$$

Utilizando los criterios anteriores, se puede definir en primera aproximación cuáles serán las variables más sensibles al evaluar energéticamente la demanda térmica en situación dinámica.

Con un simple análisis, parece que en términos de porcentaje, los parámetros más relevantes para el diseño sean el coeficiente de pérdida por transmisión, el de ganancias internas y el de ganancia por radiación solar incidente. Sin embargo, la definición de los casos a evaluar debe hacerse analizando cada caso concreto, ya que las dependencias entre las variables son no lineales.

2.1 DESCRIPCIÓN GEOMÉTRICA DE LA CARROCERÍA DEL AUTOBÚS

La carrocería de un autobús es el conjunto de estructura y elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas. Es aquella parte del vehículo donde reposan los pasajeros o la carga. En los vehículos autoportantes, la carrocería sujeta además los elementos mecánicos del vehículo.

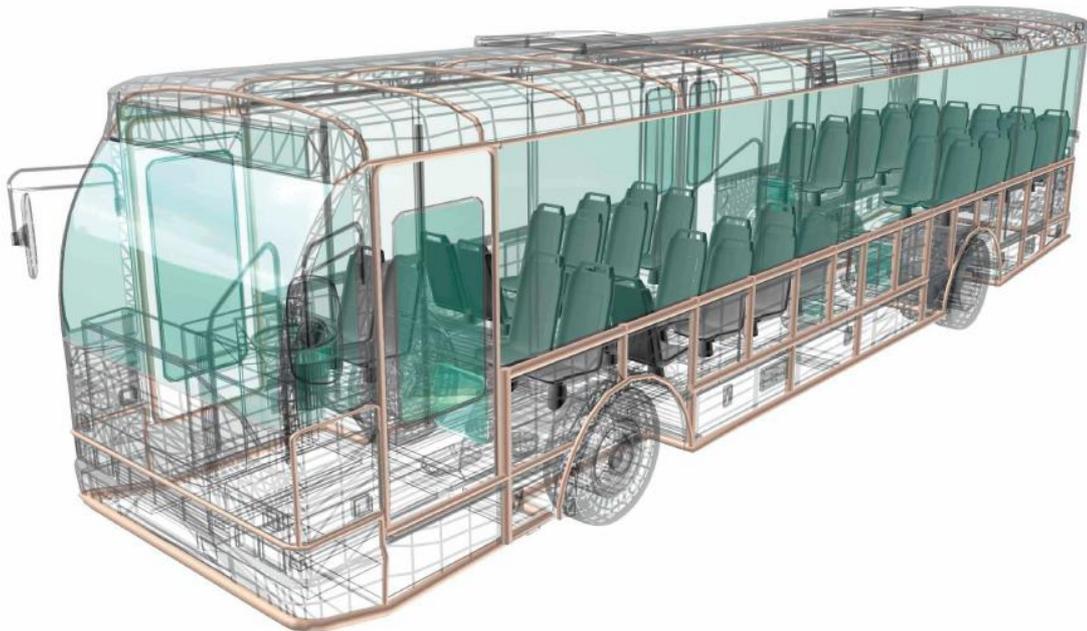


Figura 1: Carrocería de un autobús urbano

Se puede concebir la carrocería como un espacio destinado a transportar personas y/o mercancías, durante la circulación del automóvil. La función principal de la carrocería es alojar y proteger a los pasajeros del vehículo.

Con el tiempo la carrocería ha sufrido importantes transformaciones; a finales del siglo pasado y principios del actual, los automóviles se construyeron sobre carrozas de caballos de la época; después se ideó un chasis rígido sobre el que se montaban los

elementos mecánicos y una carrocería diseñada para este fin. Todo ello formaba un conjunto más o menos armonioso y seguro. Con el paso del tiempo se han ido introduciendo transformaciones constantemente con objeto de:

- Obtener más confort y velocidad con menos potencia y consumo; por esta razón se ha desarrollado la aerodinámica de los vehículos en busca de mejores coeficientes de resistencia aerodinámica.
- Conseguir un habitáculo más seguro para los pasajeros, lo que llevó al diseño y construcción de carrocerías autoportantes, estas carrocerías absorben mejor el impacto de una colisión mediante la deformación progresiva y controlada de las partes delantera y trasera del vehículo, sin que afecte al compartimento destinado a los pasajeros.

Cuando un fabricante de automóviles se plantea el lanzamiento de un nuevo vehículo al mercado, bien sea como sustituto de un modelo ya existente dentro de un proceso de lógica evolución, o bien como un producto completamente novedoso en lo referente a su línea de actuación, parte de una serie de premisas básicas:

- Se tendrá en cuenta es en qué gama va a estar encuadrado el nuevo modelo, pues ello influirá directamente en la definición de las dimensiones exteriores, ergonomía y habitabilidad interna, niveles de fiabilidad y calidad finales; teniendo presente a sus competidores más directos dentro de dicha gama.
- También, se analizarán los gustos del público al que va destinado y de los mercados en los que se tiene prevista su comercialización, compatibilizando todo ello con la reglamentación internacional existente.

Es importante dejar claro en este apartado, que el tipo de autobús elegido para este modelo es un autobús urbano. Concretamente, se ha elegido la geometría de “City Bus Palma de Mallorca” que se encuentra como plantilla de Google Sketchup, y un perfil de funcionamiento típico para esta tipología de autobús.

2.1.1 Definición de la Geometría del Autobús

La geometría del autobús, depende de diferentes factores asociados al uso, funcionalidad, operación, etc. Por tanto, en el diseño térmico de la epidermis de un autobús, las características de forma y tamaño, son parámetros de entrada previamente fijados.

En el caso que concierne este estudio, el autobús presenta la siguiente geometría:

- Dimensiones: 2.65 m (alto), 11 m (largo), 2.65 m (ancho)
- Superficie acristalada lado puertas: 20.1 m²
- Superficie pared lado puertas: 8.63 m²
- Superficie acristalada lado opuesto puertas: 17.25 m²

- Superficie pared lado opuesto puertas: 12.35 m²
- Superficie de techo: 29.6 m²
- Superficie de suelo: 28.3 m²
- Superficie Frontal pared: 3.5 m²
- Superficie Frontal Cristal: 4 m²
- Superficie trasera pared: 5.125 m²
- Superficie trasera Cristal: 1.125 m²

En la Figura 2 y Figura 3, se muestran las diferentes vistas del alzado del autobús, es decir, cada una de las paredes del mismo. Se puede observar, la elevada proporción de superficie acristalada frente a la superficie total, dándonos una idea previa del comportamiento térmico que tendrá el sistema.

Cabe esperar una geometría similar para la gran mayoría de autobuses, ya que debido a su funcionalidad, el transporte de viajeros; existe la necesidad de grandes superficies que permitan mantener un contacto visual con el exterior, mejorando así el confort y la seguridad.

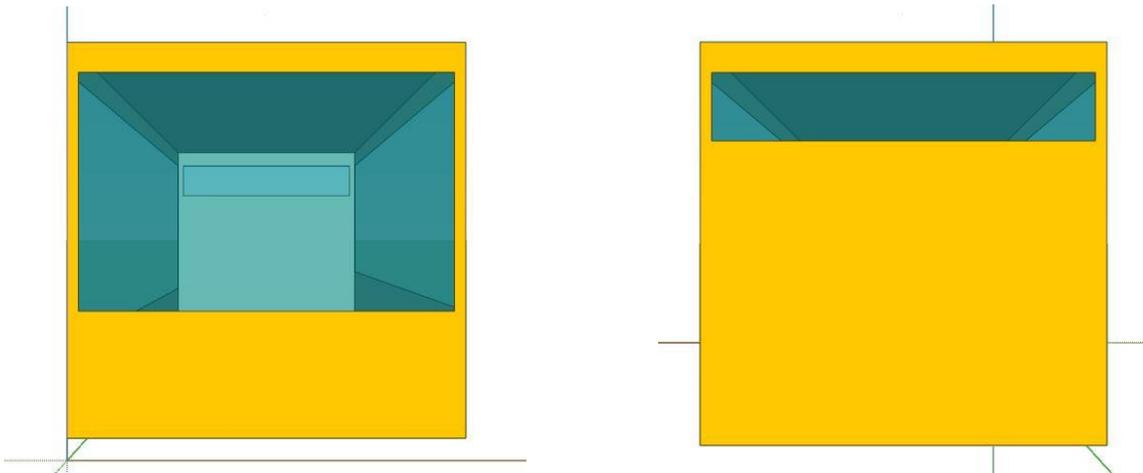
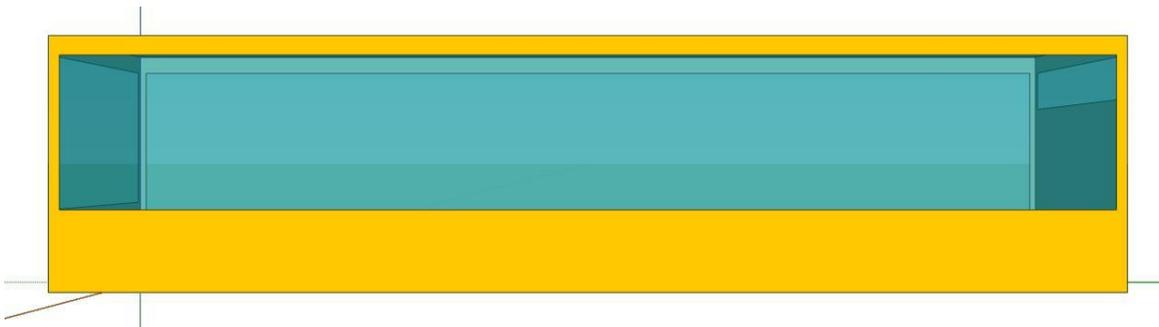


Figura 2: Parte frontal (izquierda) y trasera (derecha) del modelo del autobús



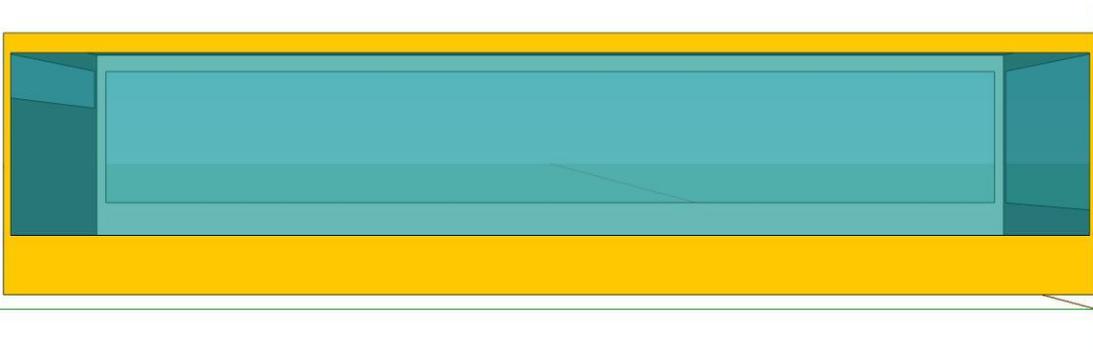


Figura 3: Pared del lado de lado de puertas (abajo) y del lado opuesto al de puertas (arriba) del autobús.

2.2 DEFINICIÓN DE LOS ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LA EPIDERMIS DEL AUTOBÚS

La carrocería es un elemento del vehículo que está vinculado directamente con el confort de los usuarios. Para un autobús urbano no debe causar una impresión de lujo, sino de sencillez y comodidad. En este aspecto juega un papel importante el diseño contemporáneo, con una línea soberbia, más audaz en sus propuestas de línea y forma de los vehículos lo cual es bien valorado no solo por los usuarios, sino por los equipos de mantenimiento (limpieza). La carrocería, además, de aportar una imagen importante para las preferencias de los usuarios está también está íntimamente ligada con otros factores de seguridad y durabilidad o resistencia.

En el cálculo de las cargas de refrigeración y calefacción, es necesario conocer los materiales de los que está hecha la carrocería del autobús, así como también las propiedades térmicas de cada uno de éstos, para determinar de una manera efectiva la transferencia de calor a través cada uno de los elementos constructivos. Por tanto se definen a continuación, los elementos constructivos de la epidermis del autobús que van a ser empleandos en el modelo térmico.

En todo momento se va a suponer, que los elementos de la carrocería serán debidamente montados, de tal manera que el grado de estanqueidad sea el mayor posible, y se considera que las condiciones interiores del autobús se encuentran a una sobrepresión positiva.

2.2.1 Pared

Las paredes son de acero (por ejemplo A36), y están compuestas por un esqueleto de cerchas y planchas, que dejan un hueco de aire de 50 mm de espesor. A efectos térmicos, debido a la alta conductividad térmica del acero, tan sólo se va a considerar el efecto

aislante de la cámara de aire. A ambos lados del esqueleto estructural de acero hay una capa de 8 mm de fibra de vidrio; y en su interior, este elemento cuenta con un aislamiento adicional formado por un panel de 13 mm de espesor de espuma rígida de poliuretano (PUR).

Las características térmicas de las distintas capas que componen la pared, son:

- Fibra de vidrio
 - Espesor: 8 mm
 - Conductividad: 0.22 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.256 kJ/kg.K
 - Densidad: 2500 kg/m³
- Panel de espuma rígida de poliuretano (PUR)
 - Espesor: 13 mm
 - Conductividad: 0.025 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.8 kJ/kg.K
 - Densidad: 35 kg/m³
- Aire
 - Resistencia térmica: 0.1224 m²K/W
- Fibra de vidrio
 - Espesor: 8 mm
 - Conductividad: 0.22 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.256 kJ/kg.K
 - Densidad: 2500 kg/m³

En la Figura 4 se muestra un esquema de la sección del elemento pared descrito anteriormente.

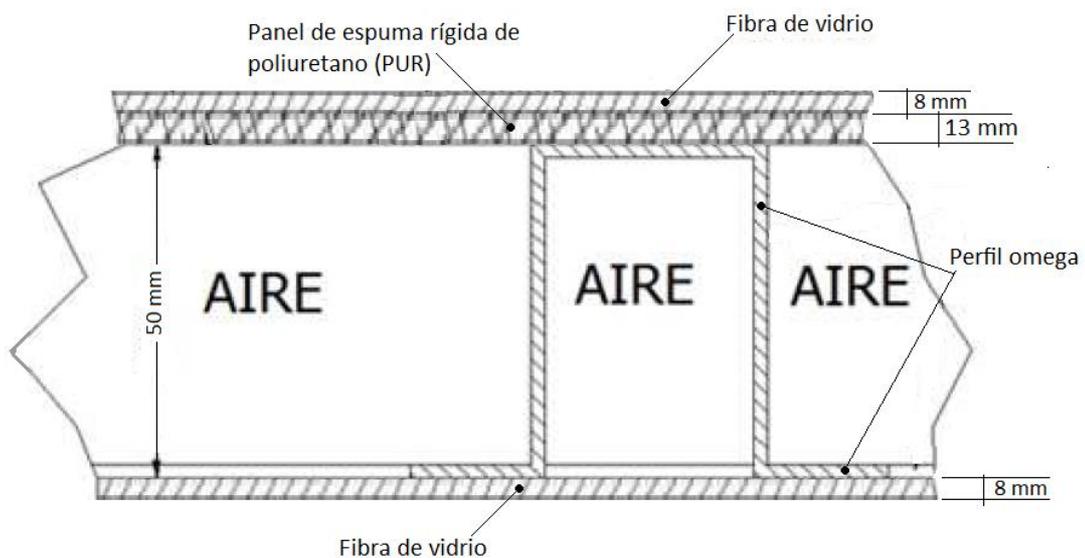


Figura 4: Esquema de la sección del elemento pared de la carrocería

Para caracterizar completamente la resistencia térmica que ofrece un elemento constructivo de la epidermis del autobús, adicionalmente es necesario definir los coeficientes de película a ambos lados de la superficie. El coeficiente de película interior depende del sistema de impulsión de la climatización y los gradientes de temperatura generados por la estratificación del espacio acondicionado, en el elemento pared, para su modelo térmico se ha considerado un valor de $2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$. El coeficiente de película exterior depende del fenómeno de convección derivado de la velocidad relativa entre el viento exterior y la velocidad del vehículo, este valor no es fijo, pero a efectos de cálculo se ha estimado un valor representativo de $17.8 \text{ W/m}^2\text{K}$.

2.2.2 Techo

El techo está compuesto por las mismas cerchas y planchas de acero que la pared, pero adicionalmente, tiene un panel de madera de 20 mm de espesor en la parte inferior, donde se instalan las luminarias y el sistema de impulsión del aire de climatización. Por regla general, debido a que este elemento está más expuesto a la radiación, se considera que merece un mayor aislamiento que las paredes, y por tanto, se va a incrementar el panel de espuma rígida de poliuretano (PUR) a un total de 33 mm.

Las características, a nivel térmico, de cada una de las capas que componen este elemento se describe a continuación:

- Fibra de vidrio
 - Espesor: 8 mm
 - Conductividad: 0.22 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.256 kJ/kg.K
 - Densidad: 2500 kg/m^3
- Panel de espuma rígida de poliuretano (PUR)
 - Espesor: 33 mm
 - Conductividad: 0.025 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.8 kJ/kg.K
 - Densidad: 35 kg/m^3
- Aire
 - Resistencia térmica: $0.1224 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Panel de madera
 - Espesor: 20 mm
 - Conductividad: 0.1 W/m.K
 - Capacidad calorífica: 1.88 kJ/kg.K
 - Densidad: 350 kg/m^3
- Fibra de vidrio
 - Espesor: 8 mm
 - Conductividad: 0.22 W/m.K

- Capacidad calorífica: 1.256 kJ/kg.K
- Densidad: 2500 kg/m³

Un esquema de la sección de la pared puede verse en la Figura 5:

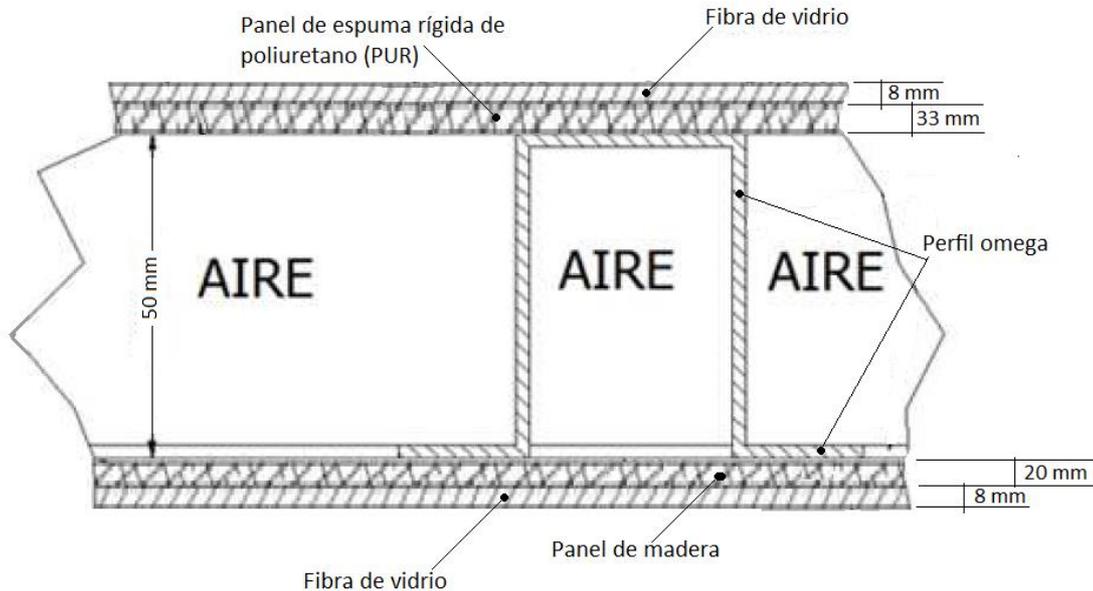


Figura 5: Esquema de la sección del elemento techo de la carrocería

Al igual que para todos los elementos constructivos, deben definirse los coeficientes de película de este elemento: para el caso interior se ha utilizado un valor de 2.6 W/m²K, y para el exterior 17.8 W/m²K (mismos valores que para la pared).

2.2.3 Suelo (Piso de la Carrocería)

El piso de la carrocería se compone de una plancha de refuerzo de acero, una plancha de acero corrugado y una moqueta. Para el caso de las gradas y el pasillo del autobús, se añade adicionalmente una plancha antideslizante de acero adaptada. A efectos térmicos, las características de aislamiento de este elemento constructivo son despreciables.

Este elemento no puede ser térmicamente mejorado mediante aislamientos adicionales, pues una de sus características es la facilidad de ser rápidamente desmontado, para acceder a los elementos mecánicos de la parte inferior del vehículo.

En la Figura 6, se puede ver una sección de las distintas capas mencionadas anteriormente, que componen este elemento.

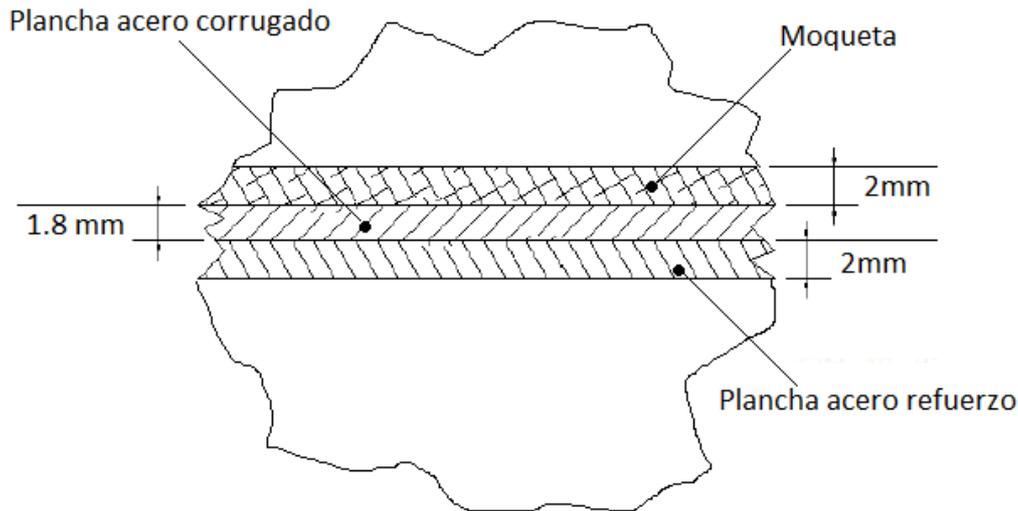


Figura 6: Esquema de la sección del piso de la carrocería

Para completar de definir la resistencia térmica de este elemento constructivo, se han definido los siguientes coeficientes de película: para el coeficiente interior se ha utilizado un valor de $3.25 \text{ W/m}^2\text{K}$; y para el exterior, su valor se ha incrementado a $33 \text{ W/m}^2\text{K}$, debido a que por la propia aerodinámica del autobús, se produce un aumento de la velocidad del aire exterior superior al que tienen paredes y techo.

2.2.4 Efecto de los Puentes Térmicos

En primer lugar, se definen como puentes térmicos las zonas de la envolvente térmica en las que se evidencia una variación de la uniformidad de los elementos constructivos de la carrocería, ya sea por un cambio del espesor de los materiales empleados, por penetración de elementos constructivos con diferente conductividad, etc., lo que conlleva necesariamente a una minoración de la resistencia térmica respecto al resto de los elementos constructivos. Además, los puentes térmicos son partes sensibles de la envolvente donde aumenta la posibilidad de producción de condensaciones superficiales, en la situación de invierno o épocas frías.

En el caso de los marcos de las ventanas, para evitar esta transmisión de calor, se usa lo que se denomina rotura de puente térmico. Consiste en evitar que la cara interior y exterior tenga contacto entre sí, intercalando un aislante, con lo que se reducen las pérdidas de calor. Para el caso de ventanas de aluminio suele utilizarse un perfil separador de plástico embutido en el propio perfil de aluminio que conforma la ventana.

Para el modelo presente en este estudio, se decide en primera aproximación no contemplar el efecto de este fenómeno. Ya se considera despreciable frente a toda la superficie de la envolvente; y adicionalmente, se espera que las pérdidas térmicas por transmisión no sean uno de los factores dominantes sobre el valor de la carga punta.

2.2.5 Absortividad de los Elementos de la Epidermis. Color Exterior

El color exterior del autobús influye en los intercambios de calor a través de los elementos opacos de la epidermis. Un color oscuro absorberá más radiación y aumentará la temperatura de la cara exterior, mientras que un color claro aumentará la reflexión de la luz incidente manteniendo la temperatura de la cara exterior más baja.

Lógicamente, si la absortividad es más alta, se consigue más ahorro en calefacción, mientras que sube la demanda de refrigeración.

La temperatura de la superficie exterior de los elementos de la envolvente térmica con baja absortividad (colores claros) será inferior a la obtenida si se hubiese diseñado con colores oscuros (alta absortividad). Una baja absortividad aumentará la demanda de calefacción y disminuirá la demanda de refrigeración.

Blanca lacada	0,21	Marrón claro	0,80
Blanca brillante	0,25	Marrón medio	0,84
Plateada	0,25	Azul claro	0,88
Capa de aluminio	0,40	Marrón oscuro	0,88
Verde claro	0,47	Verde oscuro	0,89
Amarilla	0,57	Azul oscuro	0,91
Roja	0,74	Gris oscuro	0,91
Gris claro	0,75	Negra lacada	0,92
Media capa de óxido	0,78	Negra lisa	0,95
Esmalte marrón	0,79	Negra mate	0,98

Tabla 1: Valores de absortividad de diferentes colores

Aunque en el caso de un autobús normalmente el color exterior de los elemento de la carrocería no puede ser fijado por el diseñador, sino que es el cliente quien elige sus propios colores, que representan a su empresa; es recomendable, desde un punto de vista estrictamente energético, que en la elección de los colores exteriores se tenga en cuenta la climatología.

2.2.6 Ventanas

La ventana se compone de una parte semitransparente, el vidrio, y una parte opaca, el marco. En el modelado térmico de la ventana, también hay que tener en cuenta las infiltraciones derivadas de la misma (caracterizadas por el coeficiente de permeabilidad al aire). La transferencia de calor a través de la parte semitransparente, el vidrio, se

puede descomponer en dos partes que actúan simultáneamente:

- *Transmitancia térmica*

La transmitancia se calcula según la UNE-EN 673 y caracteriza la transferencia térmica que se produce en el hueco acristalado cuando existe una diferencia de temperatura a ambos lados del mismo.

- *Factor solar*

Este parámetro designa la energía térmica que penetra en un recinto por medio de la radiación solar. Según la norma UNE-EN 410, el valor "g" se compone de dos factores: la energía radiante del Sol que entra en el recinto por transmisión directa a través del acristalamiento y la energía que cede este acristalamiento en forma de energía térmica al interior del recinto tras haber sido absorbida por el acristalamiento y haber producido su calentamiento.

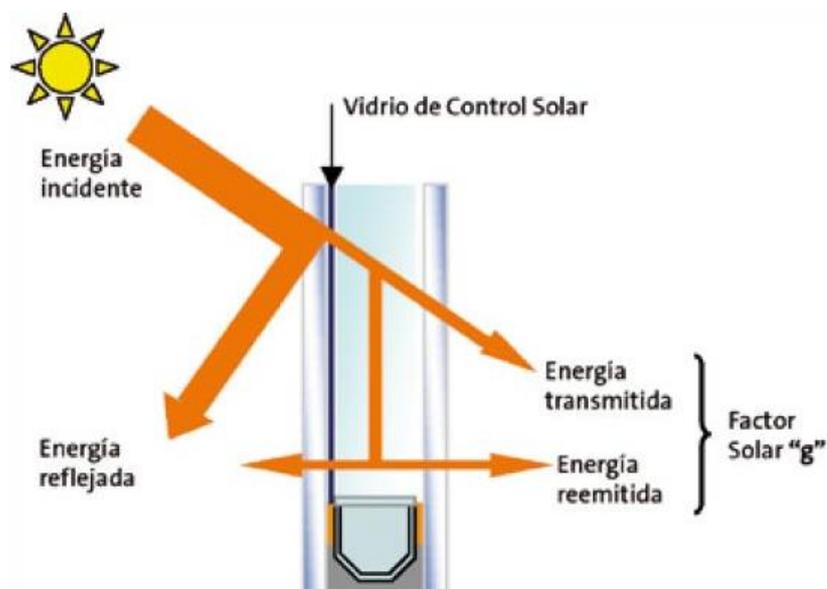


Figura 7: Esquema de definición del factor solar

El valor de factor solar está comprendido entre 0 y 1. Cuanto mayor sea el factor solar mayor será la cantidad de radiación solar que entre.

A la vista del comportamiento de ambas magnitudes, transmitancia térmica y factor solar, se aprecia que el vidrio óptimo sería el que presentase una baja transmitancia, y un alto factor solar. En los vidrios reales, ambas características van estrechamente ligadas, y una disminución de la transmitancia conlleva valores más bajos del factor solar. Por tanto, a la hora de elegir un vidrio, hay que tener muy presente las condiciones climatológicas.

Los vidrios de las ventanas y las lunas (frontal y trasera) del autobús son de tipo: seguridad templado pintado (color claro), con un valor de transmitancia térmica de

4.42 W/m²K y un factor solar de 0.8. Los coeficientes de película asociados a la ventana son los definidos para el elemento constructivo donde han sido instalados, en este caso se toman los valores que se estimaron para la pared.

La ventana debe ser integrada en la pared mediante una silicona que se encarga de protegerla de golpes y vibraciones. Esta unión se realizará de tal forma que exista rotura del puente térmico, entre el vidrio y la pared (marco).

Se debe prohibir a los viajeros abrir las ventanas, en el caso de que esto sea posible, mientras el sistema de climatización está accionado, para evitar infiltraciones de aire exterior.

2.2.7 El Marco de la Ventana

En el caso de autobuses, la superficie del marco de la ventana se minimiza con el objetivo de que la visión del exterior sea la máxima posible. Para esto se utilizan soluciones en las que los vidrios se encajan directamente en la carrocería, fijados por un material plástico tipo silicona, que amortigua los golpes y vibraciones que puedan deteriorarlo.

2.2.8 Protección Solar de Ventas

En el caso de superficies vidriadas o simplemente ventanas, la radiación solar llegará a la superficie del exterior del vidrio y en condiciones generales medias el 86% continuará por el interior del habitáculo hasta encontrar una superficie opaca. Dependiendo de su color, parte se absorberá y parte se reflejará. La parte absorbida calentará la masa del elemento e irradiará calor en el espectro infrarrojo, ya no visible al ojo humano.

Se entiende por protección solar a cualquier dispositivo fijo o móvil que impida total o parcialmente el ingreso de la radiación solar al interior de un local o habitáculo; teniendo así normalmente para el caso de los autobuses: las cortinas.

Típicamente para autobuses urbanos, no se emplea el uso de ninguna protección solar móvil tipo cortina, debido a que el trayecto para cada pasajero es relativamente corto. Y el viajero, por regla general prefiere poder ver lo cercano que se encuentra a su parada, y la trayectoria que sigue el autobús dentro de la ciudad. Y es por esto, que este estudio no contempla el uso protecciones solares para ventanas.

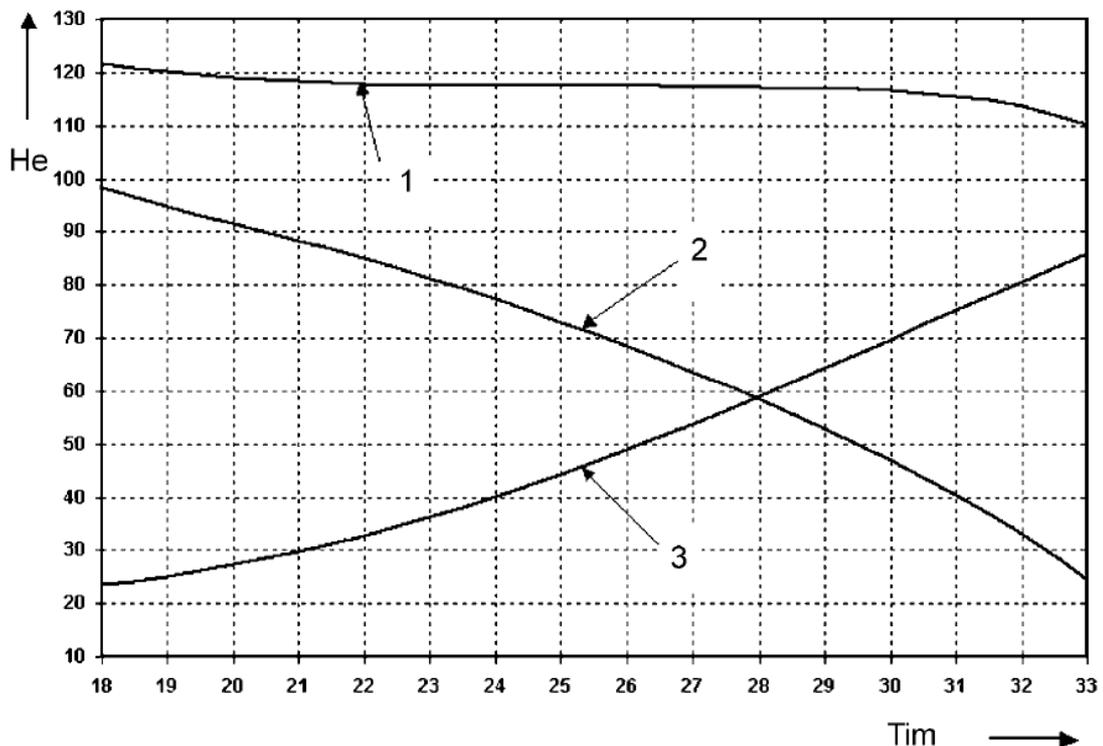
2.3 DESCRIPCIÓN DEL USO DEL AUTOBÚS

Para caracterizar el uso del autobús, en primer lugar tenemos que atender a su funcionalidad, siendo ésta de carácter urbano como se indicó anteriormente. Los autobuses urbanos se caracterizan, por recorrer trayectos relativamente cortos con muchas paradas intermedias; y por tanto, existe una gran variabilidad horaria del

número de viajeros u ocupación. Es precisamente la ocupación uno de los parámetros más sensibles en el valor de la carga térmica, ya que va a influir además en el caudal de ventilación, nivel de iluminación, tasa de infiltraciones y potencia de los equipos.

2.3.1 Ocupación

La ocupación de un autobús es un parámetro que depende de la capacidad de albergar personas en su habitáculo. Los autobuses urbanos, son medios de transporte de corto alcance, y es por esta razón, por la que les es permitido albergar más pasajeros, incluso mucho de ellos estando de pie. En nuestro caso, atendiendo a la norma UNE-EN 14750 tenemos que para un autobús urbano (definido como vehículo de Categoría B), la capacidad de ocupación es de 4 pasajeros/m², que supone un total de 114 persona para nuestro caso.



Leyenda:

- Tim Temperatura interior media, en °C
- He Calor emitido, en W
- 1 Calor total
- 2 Calor sensible
- 3 Calor latente

Figura 8: Calor emitido por una persona sentada normalmente vestida

A efectos térmicos, las personas son consideradas como una carga térmica que emite una potencia aproximada de 120 W teniendo en cuenta el efecto sensible + latente. Los valores utilizados para modelar el calor sensible y latente emitido por una persona, dependen de la temperatura interior media, y son calculados con los valores especificados en el Anexo D de la norma UNE-EN 14750.

En nuestro modelo, el efecto de la ocupación va a tener un importante impacto sobre la carga térmica global, puesto que las ganancias de ocupación son elevadas (0.48 kW/m² aproximadamente); y además, debido a la normativa establecida será necesario elevar el nivel de ventilación.

Para el cálculo de la demanda térmica se ha supuesto que el uso del autobús es de 6:00 a 23:00 a.m., con un perfil de ocupación como el que se muestra en la Figura 9.

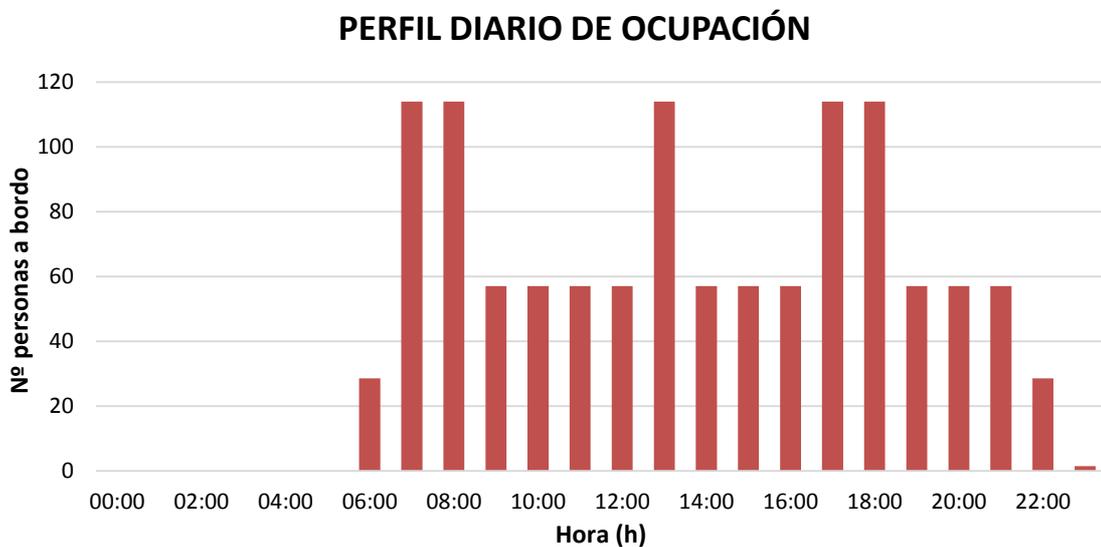


Figura 9: Perfil horario de ocupación para un día tipo (Fuente: Piano strategico per la mobilità sostenibile, Linee di indirizzo – Comune di Roma, 2009)

2.3.2 Iluminación

El objetivo principal de la iluminación es mantener un nivel de seguridad adecuado durante la noche, permitiendo que los pasajeros se muevan en el interior y en las escaleras de acceso con la misma facilidad que durante el día. Para ello, es necesario conseguir un nivel medio de iluminación a una altura de 1 metro sobre el piso del orden de los 80 a 100 lux. Son necesarias luces complementarias en las escaleras y en las puertas. Esto a efectos de carga térmica supone 100 W totales de potencia instalada.

El control de la iluminación, va a depender del aporte de radiación solar que entra por las ventanas del exterior. Se considera que no es necesario encender las luminarias cuando la radiación exterior sobre la horizontal es superior a 80 W/m².

2.3.3 Motores

La cantidad de aire exterior infiltrado, en un autobús urbano, se caracteriza por un ciclo de funcionamiento con frecuentes paradas y un considerable espacio de tiempo con las puertas abiertas para la carga y descarga.

Para el cálculo de la carga térmica de climatización, se ha decidido incluir en el modelo las ganancias internas debidas al motor de los ventiladores del evaporador. Esta ganancia supone un 15 % de la potencia eléctrica consumida por el mismo, y tiene un valor de 100 W.

2.3.4 Ventilación

Además de la recirculación de aire, el sistema de climatización tomará, para renovación, una parte del aire del exterior por la parte superior del vehículo y, una vez tratado, lo impulsará al interior de forma que se consiga un reparto uniforme de temperatura, sin corrientes desagradables.

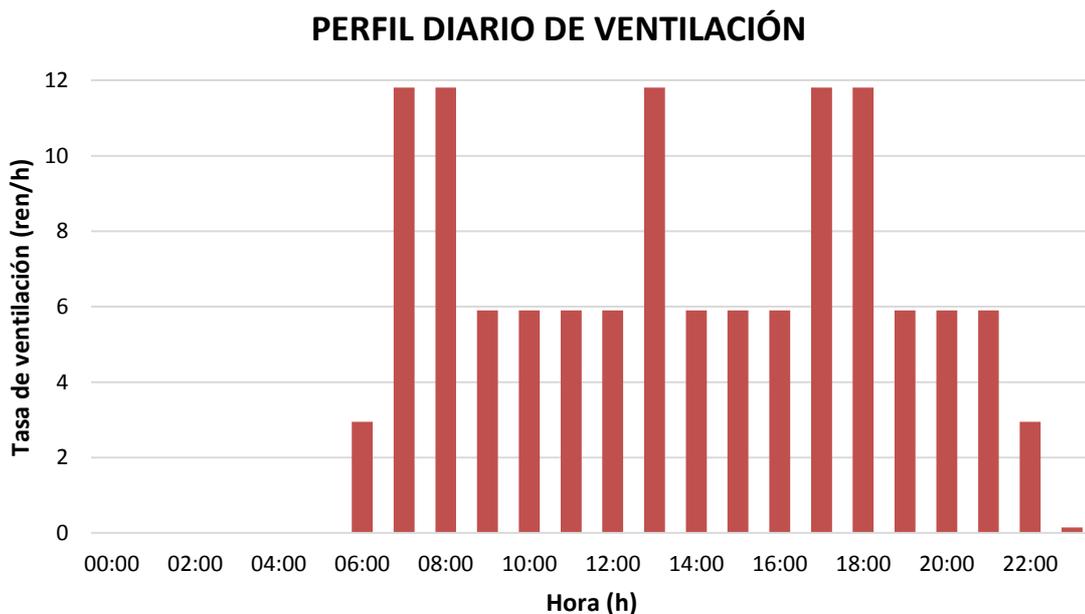


Figura 10: Perfil horario de ventilación para un día tipo

El nivel de ventilación mínimo exigido por la norma UNE-EN 14750, para un vehículo clasificado como Categoría B, se establece en 8 m³/h/viajero. Con este nivel de ventilación, y teniendo en cuenta que la tasa fijada depende del nivel de ocupación, se va tener un caudal de ventilación variable que satisfaga este mínimo flujo de aire fresco.

Por tanto, atendiendo a los datos de la normativa, el sistema de ventilación debe de estar preparado para aportar un flujo de aire fresco nominal de 912 m³/h. Este valor, cuando se refiere a ventilación, comúnmente se expresa basado en el número de renovaciones

por hora, es decir, será necesario 11.8 ren/h.

Si el flujo de aire fresco no puede asegurarse mediante una unidad de tratamiento de aire, la ventilación desde el exterior debe conseguirse mediante otros medios.

2.3.5 Infiltraciones

Para el caso de un autobús, concretamente uno urbano, las infiltraciones de aire exterior tienen dos componentes: la primera hace referencia al flujo de aire intercambiado en el ciclo de apertura/cierre de puerta para la carga y descarga de los pasajeros; la segunda es debida a la estanqueidad de la carrocería. El valor total de infiltraciones referidas al caudal volumétrico intercambiado con el exterior se ha estimado en 100 m³/h, lo que equivale a 1.2945 ren/h.

$$1.2945 \text{ ren/h} = \underbrace{1.1650 \text{ ren/h}}_{\text{Apertura/Cierre de puertas}} + \underbrace{0.1295 \text{ ren/h}}_{\text{Estanqueidad}}$$

El ciclo de apertura/cierre de puertas se define para un vehículo Categoría B, como 20 segundos las puertas abiertas cada 2 minutos (“Tabla 4” de UNE-EN 14750-1). La instalación de climatización, debe ser capaz de mantener los valores de confort definidos en el Apartado 2.4.3 de este documento, durante 10 ciclos de operación de apertura y cierre de puertas del vehículo.

2.4 DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO

Las variables de contorno, van a tener un impacto sobre la demanda energética que no puede ser optimizado, bien sea por: la incertidumbre de las mismas, por el propio funcionamiento del autobús, o por la dinámica del modelo del sistema.

Las variables de contorno que se van a estudiar, para obtener el margen superior de la carga térmica a combatir, y así realizar el dimensionado del sistema de climatización, son:

- Climatología
- Orientación
- Coeficiente de película exterior asociado a la velocidad del autobús

2.4.1 Climatología

La variable de contorno que más incide sobre los resultados de la demanda térmica es la climatología; de hecho, en todos los estudios de eficiencia energética asociados a

climatización se hace una distinción de las medidas de ahorro, dependiendo de este parámetro. Yendo más allá, incluso a la hora de realizar una calificación energética, en edificación se tienen diferentes etiquetas que varían para cada clima.

2.4.2 Orientación

La orientación es un parámetro arbitrario a lo largo de la vida útil de cualquier automóvil, y esto la convierte en una variable que no presenta la capacidad de ser optimizada. Aun así, es importante caracterizar cuál es el valor más desfavorable en la carga térmica que introduce este parámetro; ya que es posible que se dé, y debe estar contemplado en el dimensionado de los equipos de climatización para asegurar un permanente confort térmico.

El principal fenómeno que produce un impacto en la carga de climatización de nuestro modelo al variar la orientación, es la radiación solar. Por tanto, para estudiar la sensibilidad de este parámetro, resulta interesante hacer previamente una introducción de cómo y cuáles son los ciclos que describe la trayectoria solar a lo largo de un año.

2.4.2.1 Trayectoria Solar

El aprovechamiento de la radiación solar mediante su conversión directa en energía térmica requiere una tecnología relativamente simple, ya que, en suma, se trata de imitar un fenómeno que la Naturaleza realiza constantemente.

En un típico día despejado y en los momentos en que el Sol está alto sobre el horizonte, en cada metro cuadrado de suelo horizontal incide casi 1 kWh de energía radiante. Más importante incluso que la cantidad absoluta de energía recibida en un área y periodo de tiempo determinados es la intensidad con que dicha energía alcanza la superficie, es decir, la mayor o menor concentración del flujo energético, puesto que dicha intensidad es el factor que más influye en la capacidad de elevar la temperatura del cuerpo que recibe la radiación.

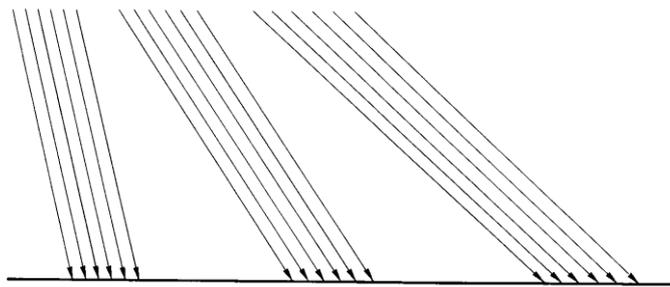


Figura 11: Inclinación de los rayos solares

La inclinación con la que las ondas de radiación (es decir, los rayos del Sol) inciden sobre la superficie que deseamos calentar determinará asimismo la intensidad de la energía

térmica recibida. Cuanto más oblicuos sean los rayos con respecto a dicha superficie, la energía total que transporte un haz se repartirá sobre un área más extensa y, por tanto, la intensidad de sus efectos será más débil en cada punto de la misma.

Debido a la inclinación del eje de rotación de la Tierra con respecto al plano sobre el cual se traslada alrededor del Sol, los rayos solares inciden con diferente ángulo según la época del año. En invierno, lo hacen con un ángulo más pequeño respecto a la horizontal, lo contrario que en verano, época en la que incluso llegan a alcanzar la vertical en las horas centrales del día y en las zonas cercanas al ecuador.

Lo anterior es la causa de que, aun con cielo completamente libre de nubes, la energía total que incide a lo largo de un día sea considerablemente mayor en verano que en invierno.

Aunque todos sabemos que es la Tierra la que gira alrededor del Sol, a efectos prácticos es el Sol quien describe diariamente una trayectoria elipsoidal en el cielo desde el Este hacia el Oeste, más o menos amplia, según la época del año.

Debido a la mayor verticalidad de los rayos solares, si consideramos la energía incidente sobre una cierta superficie horizontal y durante un periodo de tiempo determinado, resultará que ésta será mucho mayor en las horas centrales del día que en las horas inmediatamente posteriores al amanecer o anteriores a la puesta del Sol.

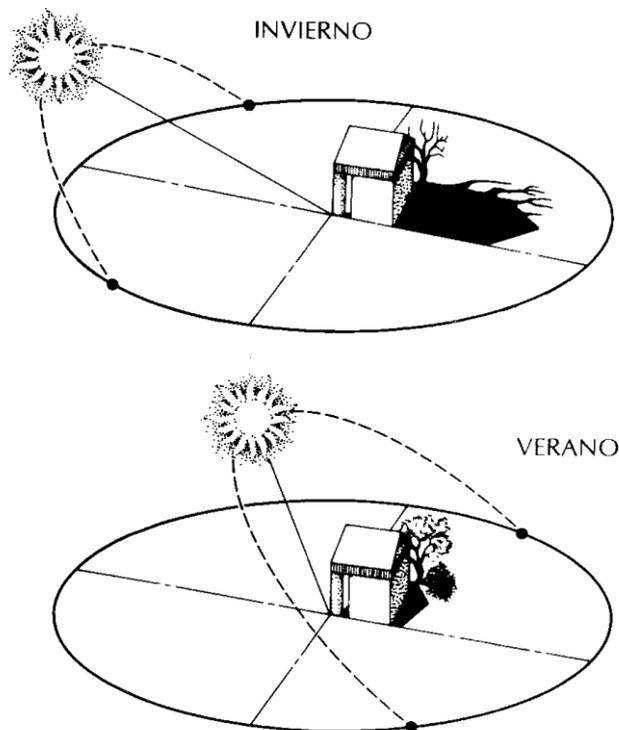


Figura 12: Trayectoria diaria del Sol para invierno y verano

Al movimiento aparente del Sol en la bóveda celeste, se le da el nombre de trayectoria

solar, esta tiene un paso diario, o sea, un recorrido que realiza cada día, pero este no es igual todos los días, sino que varía a lo largo del año. En esto influye la inclinación del eje de rotación de la Tierra respecto al plano en que está contenida la órbita terrestre y se llama plano de la eclíptica.

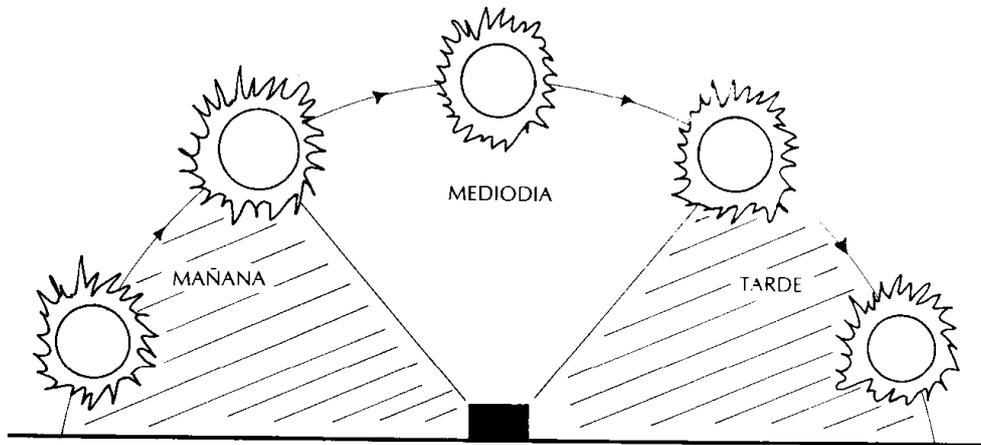


Figura 13: Trayectoria solar a lo largo del día

Cada latitud de la Tierra tiene un grupo de trayectorias solares a lo largo del año que la caracterizan. Los círculos concéntricos muestran la altura en grados o acimut de cualquier punto en la bóveda celeste y las divisiones radiales muestran la dirección respecto a los puntos cardinales.

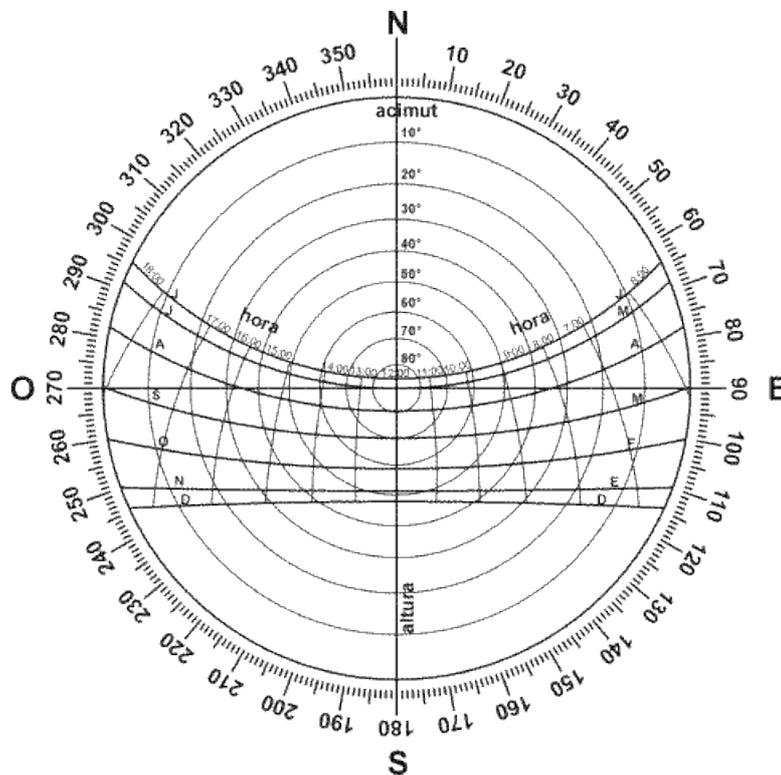


Figura 14: Trayectoria solar en la bóveda celeste a lo largo del año

Si nos fijamos, la Figura 14 nos muestra que el Sol se mueve por una región definida a lo largo del cielo. Conocer esto nos permitirá en el año, según nos interesa, aprovechar al máximo la energía solar, diseñar elementos que den sombra para protegernos de la radiación directa del Sol.

2.4.3 Confort Interior

El confort térmico es una sensación neutra de la persona respecto a un ambiente térmico determinado. Según la norma ISO 7730 el confort térmico “es una condición mental en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico”.

Para llegar a la sensación de confort, el balance global de pérdidas y ganancias de calor debe ser nulo, conservando de esta forma nuestra temperatura normal, es decir cuando se alcanza el equilibrio térmico. Fuera de los periodos de preacondicionamiento, el confort térmico del autobús se va a evaluar:

- Sobre la base de parámetros de ambiente como:
 - Temperatura del aire
 - Velocidad del aire de impulsión
 - Humedad relativa
 - Temperatura interior de las superficies
- Como una función de intercambio térmico entre el ambiente y una persona sentada vestida normalmente de acuerdo con la Figura 8, aplicable para los viajeros sentados y de pie.
- Sobre la base de condiciones climáticas exteriores que producen un efecto indirecto.

CALENTAMIENTO

A la temperatura mínima exterior de la zona climática, a la máxima velocidad de operación del vehículo, sin carga solar, sin ocupación y con el aporte mínimo de aire fresco, la temperatura media interior (T_{im}) en el entorno de confort debe estar por encima de +10 °C para todas las zonas climáticas para los vehículos de Categoría B.

ENFRIAMIENTO

A las condiciones exteriores de la zona climática, incluyendo la carga solar si es aplicable, con un vehículo estacionado, para la ocupación normal y el mínimo aporte de aire fresco, la temperatura interior media (T_{im}) se fija según la zona climática tipo del proyecto, y debe ser menor o igual a: +32 °C para Zona I, +33 °C para Zona II y +29 °C para Zona III.

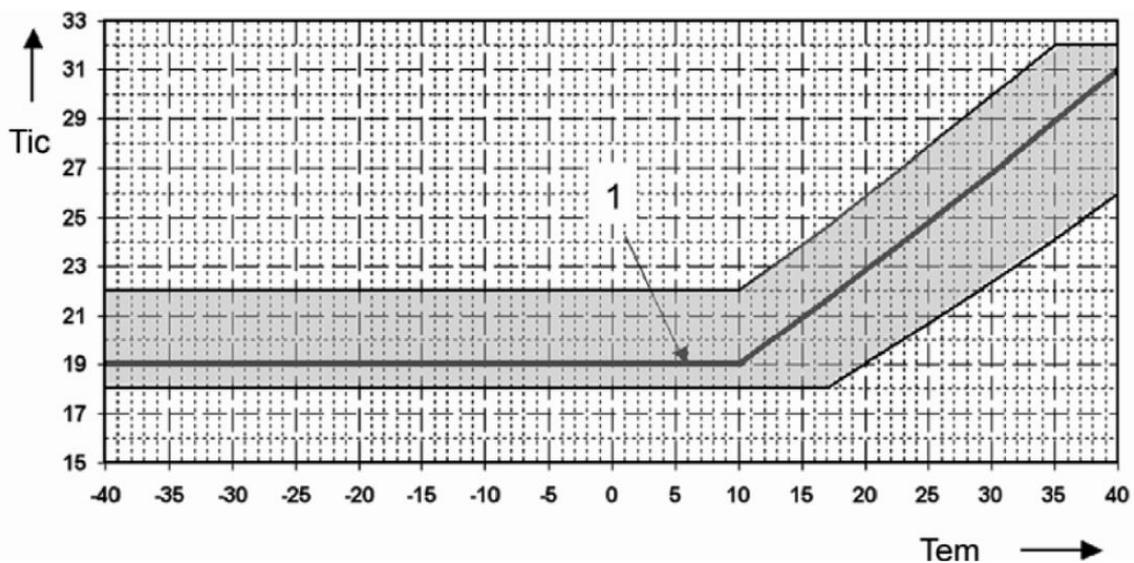
CONTROL

Cada vehículo debe estar equipado con un sistema de regulación que permita alcanzar los parámetros de confort definidos en la norma europea UNE-EN 14750-1.

La especificación contractual debería definir la curva de regulación que se encuentra en el área mostrada en el anexo A. En caso de desconocimiento de esta definición, se deben considerar las curvas recomendadas en el anexo A.

La curva de regulación para el ajuste de la temperatura interior (Tic), debe seguir los límites de capacidad definidos anteriormente para calentamiento y enfriamiento. Fuera de estos límites se permiten las desviaciones de temperatura mostradas en la Figura 15.

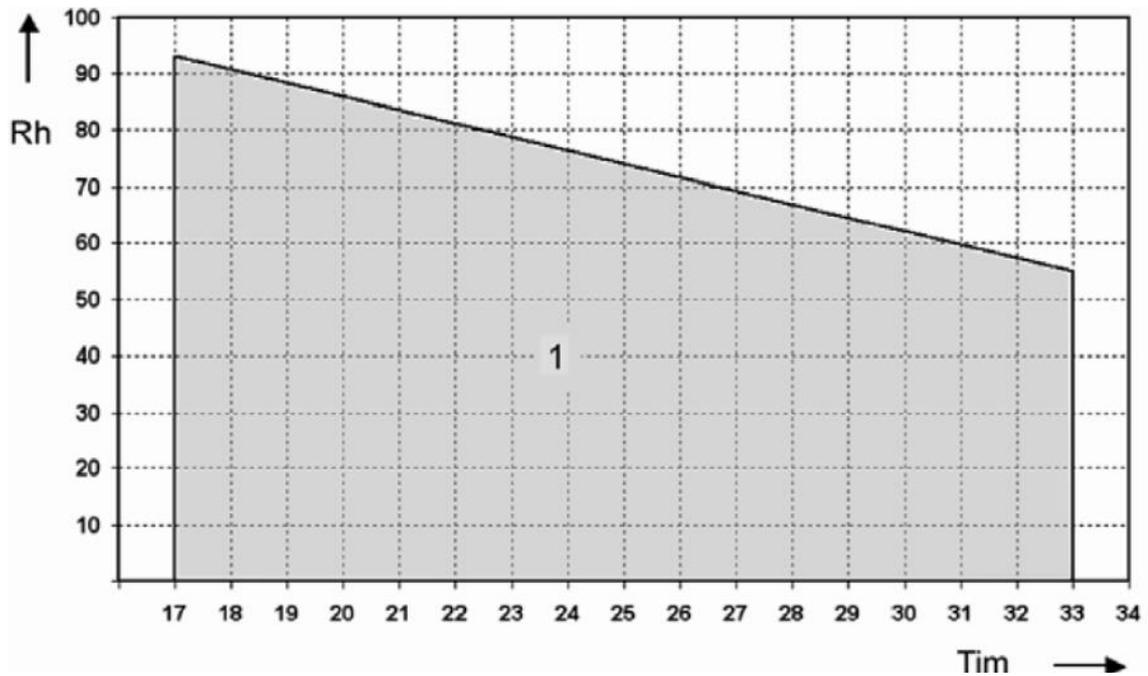
Para cualquiera de las temperaturas del interior de las áreas de confort y con las limitaciones de las prestaciones de los equipos definidas anteriormente, la humedad relativa debe estar dentro del área sombreada de la Figura 16.



Leyenda

- Tem Temperatura exterior media, en °C
- Tic Ajuste de la temperatura interior, en °C
- 1 Curva recomendada para vehículos de categoría B

Figura 15: Área utilizada para la curva de regulación en vehículos de categoría B



Leyenda

- Tim Temperatura interior media, en °C
- Rh Humedad relativa, en %
- 1 Humedad relativa aceptable

Figura 16: Humedad relativa aceptable para categoría B

2.4.4 Velocidad del Autobús. Coeficiente de Película Exterior

No es la velocidad media de cruce del autobús el parámetro que afecta directamente en la demanda energética, sino la velocidad relativa de este valor con respecto a la velocidad del viento exterior. Esta velocidad relativa, en el caso de aumentar, favorece la transmisión por convección al exterior y disminuye la resistencia térmica global de los elementos de constructivos de la carrocería. Por tanto, la temperatura superficial exterior de la carrocería, tendrá un gradiente inferior con el medioambiente.

Para estudiar el efecto de un aumento de la velocidad del autobús sobre la carga punta y la demanda energética, se ha supuesto que la velocidad del viento es constante y siempre con la misma dirección. De esta forma, se consigue que el término del coeficiente de película exterior varíe directamente con la velocidad media del autobús.

El cálculo del coeficiente de película que actúa sobre la resistencia térmica (transmitancia global) de los distintos elementos de la carrocería del autobús, se obtiene de la correspondiente correlación para un flujo turbulento forzado sobre placa plana, suponiendo que la dirección del flujo es transversal a la placa, y que las fuerzas gravitacionales son despreciables:

$$Nu = \frac{h_c L}{k}$$

$$Nu = 0.036 (Re_L^{0.8} - 9200) Pr^{0.43}$$

De las ecuaciones anteriores el Re (Reynolds) depende directamente de la velocidad lineal media del autobús, por tanto, es posible relacionar el término convectivo con la velocidad del autobús, despejando h_c directamente del Nu (Nusselt); y obtener así los distintos coeficientes de película exteriores en función de la velocidad.

3 MODELO TÉRMICO DEL AUTOBÚS PARA EL CÁLCULO DE LA CÁRGA TÉRMICA

El modelo térmico del habitáculo de un autobús es un ejemplo representativo de un sistema termoenergético complejo, puesto que se dan simultáneamente diferentes fenómenos de transferencia de calor, que tienen un efecto no lineal sobre los resultados del sistema global. A parte, las variables condiciones meteorológicas a lo largo del año provocan un comportamiento diferente del sistema para cada día uno de los días.

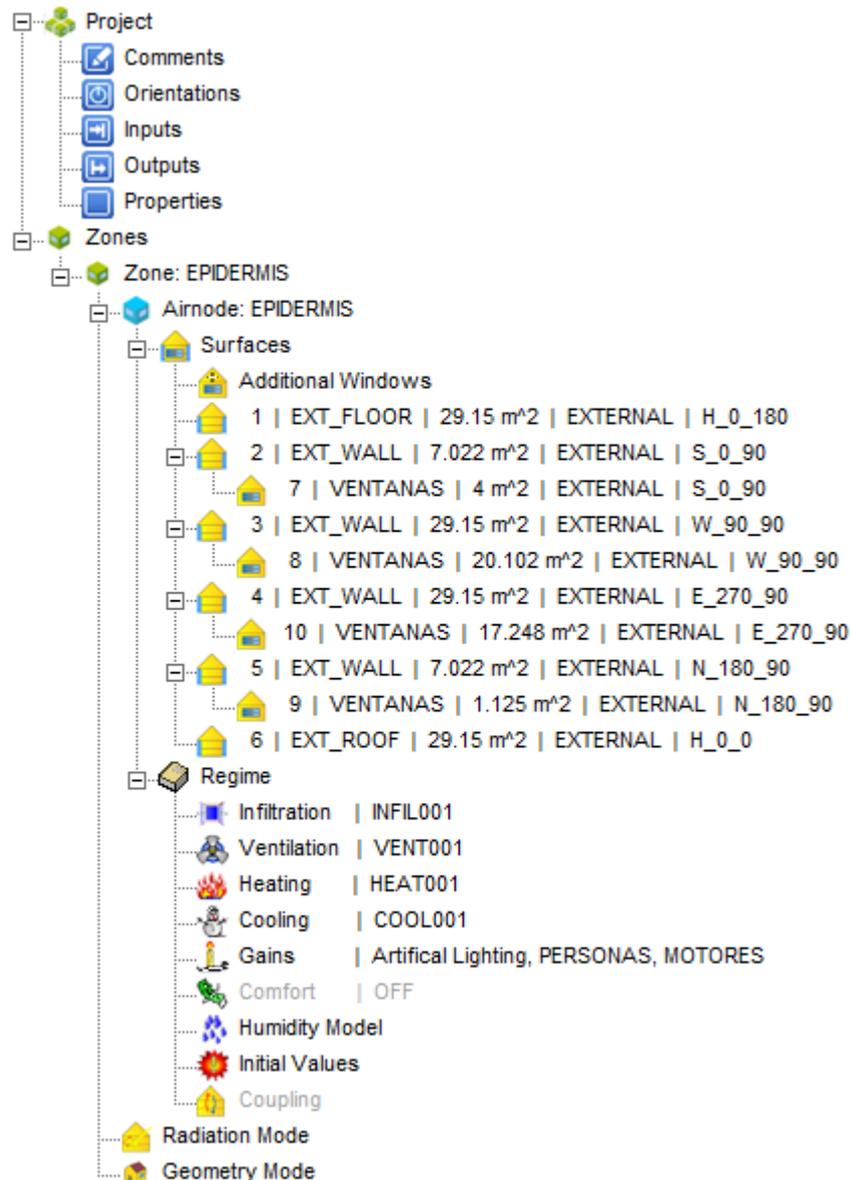


Figura 17: Elementos implicados en el modelo térmico que proporciona TRNBuild

Para modelar el comportamiento térmico de la zona de confort del autobús, es decir su habitáculo, se ha utilizado el modelo energético de edificio de TRNSYS. Este modelo es de equilibrio no geométrico con un Nodo de Aire que define la zona que se va a acondicionar, y representa la capacidad térmica del volumen del aire y capacidades directamente relacionadas con el Nodo de Aire (asientos y otros elementos interiores). El volumen de aire de toda la zona se supone que se encuentra a la misma temperatura resultante del balance energético, y por tanto que no existe estratificación de las temperaturas interiores.

En este apartado, se pretende exponer los elementos implicados en el modelo térmico del autobús (ver Figura 17), las hipótesis tenidas en cuenta para su construcción y la implicación de cada uno de los parámetros modelados sobre la carga térmica final; haciendo especial hincapié en la carga punta obtenida en las 3 climatologías tipo definidas en el Apartado 4.1 (ZONA I, ZONA II Y ZONA III). Pues, estos valores de carga punta serán los necesarios para el dimensionamiento del sistema de climatización.

3.1 DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN UN AUTOBÚS

La necesidad primaria que debe cubrir una zona climatizada es la de protección del ambiente exterior y la de albergar las actividades humanas. Por ejemplo, en el caso de viviendas y otros edificios, en general se brinda refugio y se protege del medio-ambiente exterior, de modo que las actividades tanto domésticas como públicas puedan desarrollarse con seguridad y confort térmico, acústico y visual.

Tanto la envolvente como los elementos interiores de un espacio influyen sobre las diferencias entre el clima que se genera en el interior y el clima exterior. Entre ambos se producen numerosos fenómenos de intercambio de flujos energéticos que definen el comportamiento térmico, y ambiental en general, del mismo. Cada uno de los elementos constructivos causa un filtrado del clima exterior hacia el interior de la zona, que se traduce en una respuesta térmica global de todo el espacio a esas causas, determinando efectos sobre un clima interior distinto.

Esta conversión climática que efectúa la zona depende de parámetros tanto del clima como del propio espacio:

- *Radiación solar o radiación de longitud de onda corta*

Incide sobre las paredes exteriores y los vidrios. Puede reflejarse o penetrar a través de paredes semitransparentes. En latitudes mediterráneas la radiación solar constituye una de las aportaciones más importantes. Para modelar el efecto sobre la zona será necesario conocer las propiedades ópticas de paredes y vidrios, así como la orientación, la inclinación y las posibles sombras de cada superficie expuesta al sol.

- *Conducción a través de las paredes*

Se produce por diferencia de temperatura entre las superficies exterior e interior y responde a la ley de Fourier:

$$Q_{cd} = -kVT$$

Donde k es la conductividad térmica de los materiales que componen la pared y que podrá cambiar, en principio, a lo largo de la sección y transversalmente.

Cabe reseñar que las paredes que tienen una inercia térmica, significa que su respuesta ante una excitación térmica no es instantánea sino que aparece retardada en el tiempo.

Las cargas térmicas generadas por las condiciones climáticas, actúan sobre la epidermis a través de fenómenos tales como conducción del calor, intercambios de radiación por las superficies y ventilación. En el interior, la radiación solar directa sobre las superficies interiores se convierte en calor que se almacena y se emite posteriormente. La presencia de los ocupantes, el uso de equipos en general que generen calor, la iluminación, los efectos de la infiltración y ventilación, y eventualmente instalaciones de calefacción y aire acondicionado, son factores interiores que inciden sobre el balance térmico global.

- *Convección entre las superficies y el aire*

Se produce a ambos lados de las paredes. Viene inducida por la diferencia de temperatura entre la superficie sólida (T_{surf}) y el aire (T_{air}). La ecuación general responde a la ley de enfriamiento de Newton:

$$Q_{cv} = h(T_{surf} - T_{air})$$

La dificultad de modelar la convección es determinar los coeficientes convectivos, h. Éstos dependen de la diferencia de temperatura, de la posición de la superficie y del tipo de movimiento del fluido, por lo que cambiarán de una posición a otra de la zona y en el tiempo.

- *Radiación de larga longitud de onda*

Se produce entre las superficies interiores, si se encuentran en sus respectivos ángulos de visión y están a diferente temperatura. El mismo fenómeno también se produce entre las superficies exteriores y las superficies que puedan “ver” el medio circundante. Estas superficies se agrupan en la bóveda celeste (cielo), cuya temperatura (T_{cielo}) se mide experimentalmente o se calcula mediante modelos, y las superficies del entorno (suelo) que suelen suponerse a la temperatura ambiente. Los modelos de radiación se basan en la ley de Stephan-Boltzman que afirma que la radiación que emite un cuerpo negro es proporcional a su temperatura a la cuarta.

- *Ganancias internas*

La iluminación, las personas y los equipos también intercambian calor de forma convectiva, radiante de larga longitud de onda y de corta en el caso de luminarias. Los ocupantes, a su vez, implican una carga latente en el recinto debido al aporte de humedad a través de la respiración y la sudoración.

- *Infiltración*

Es la entrada de aire no deseada que se produce a través de las rendijas que quedan en puertas, ventanas u otras aperturas, por diferencia de presión entre el exterior y el interior.

- *Ventilación*

Es debido a la diferencia de las condiciones psicométricas entre el aire que entra de forma deseada y el que existe en la zona. Tiene componente sensible y componente latente.

- *Energía introducida por el sistema de climatización*

Transferencia de masa. Generalmente agua, en forma líquida o vapor a través de los sólidos. Se produce por diferencias de presiones parciales y se puede modelar a partir de la Ley de Fick aunque generalmente se desprecia su efecto.

Como efecto combinado y simultáneo de estas numerosas variables tanto naturales como arquitectónicas, se producen flujos energéticos que en todo instante están saliendo y entrando de la zona, estableciéndose también a cada instante un balance térmico global entre la energía o calor que entra, el que sale y el almacenamiento.

Los diversos parámetros intervinientes en esta combinación espacial y temporal de causas térmicas aportan continuamente ganancias y pérdidas tanto directas como diferidas, y es precisamente el juego constante entre ambas a lo largo del tiempo, y más específicamente, el modo de dosificar adecuadamente estas ganancias, la base conceptual de la climatización de espacios.

3.2 MODELADO DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN

La simulación de una instalación térmica consiste en estimar con cierta frecuencia temporal, normalmente cada hora, la potencia térmica suministrada en ese intervalo (introducida para calefacción o extraída para refrigeración) en sus diversas formas: convectiva, radiante, latente (humedad del aire) y la energía consumida por los sistemas para conseguirlo.

El objetivo principal es conocer durante un periodo de tiempo dado, una determinada característica energética o de regulación del sistema, de tal forma que tengamos una

información detallada de su comportamiento, pudiendo así analizar y optimizar su valor. Sin embargo, debe tenerse presente que la optimización tiene ciertas restricciones que influyen en el objetivo. Está claro que si el autobús no tuviera calefacción y refrigeración no emitiría emisiones de CO₂, pero sus ocupantes se mostrarían disconformes con las condiciones interiores. Así, dado que las restricciones influyen sobre el objetivo, éstas son fijadas en diversas normativas, que fijan los requisitos mínimos que debe satisfacer el sistema de climatización (usos de los ocupantes, temperaturas de consigna, ventilación, etc.).

En la simulación térmica de un espacio ocupado por personas, la demanda de cada una de las contribuciones es muy variable con el tiempo, y depende de las condiciones ambientales o zona climática, del tipo de espacio/zona y sus características térmicas, y del uso y control que se establezca. Además hay que añadir el concepto de inercia térmica; es decir, la velocidad con la que cualquier variación de las condiciones ambientales, uso o control produce sobre las condiciones térmicas interiores de la zona, y por tanto sobre su demanda. Esta inercia no suele ser despreciable y ello conlleva a la necesidad de la simulación térmica que nos acerca de forma fiable a la demanda real. Y por tanto, no es posible el uso de procedimientos estacionarios para establecer con rigor la demanda energética (sobre todo en el caso de refrigeración o cuando las condiciones ambientales oscilan sobre la temperatura de consigna de la instalación).

En la actualidad se han desarrollado infinidad de métodos de simulación de energía en espacios acondicionados, por parte de: grupos de investigación, universidades, empresas privadas, normativas europeas, etc. A la hora de elegir un tipo de método se debe analizar que las capacidades del método coincidan con los requisitos del proyecto; y además, tener en cuenta una serie de criterios:

- *Precisión*

Aunque debido a la gran cantidad de parámetros involucrados en el balance energético, la precisión absoluta no es posible, el método debería ser suficientemente preciso.

- *Sensibilidad*

El método debería ser sensible a las opciones de diseño consideradas. Una aplicación informática debe permitir realizar diversos análisis comparativos (grado de aislamiento, ganancias solares, orientación, análisis de sombras externas, etc.), existiendo suficiente precisión entre dos posibles variaciones.

- *Velocidad y coste*

El tiempo necesario para introducir los datos para el análisis debe ser lo más breve posible.

- *Reproductibilidad*

El método no debería permitir que la definición de algún parámetro permitiera que diferentes usuarios obtuvieran resultados diferentes para un mismo modelo.

En cuanto a los modelos que simulan el comportamiento térmico de cualquier espacio acondicionado y el comportamiento de los sistemas de climatización que los acondicionan, ver Figura 18, se pueden citar cuatro categorías de fenómenos que son necesarios simular:

- 1 Condiciones climáticas exteriores (incluyendo temperatura, humedad y radiación).
- 2 Flujo de calor dinámico a través de la envolvente térmica (epidermis del autobús).
- 3 Balance de calor de cada zona.
- 4 Flujos de calor, aire y agua a través de los sistemas HVAC primario y secundario.

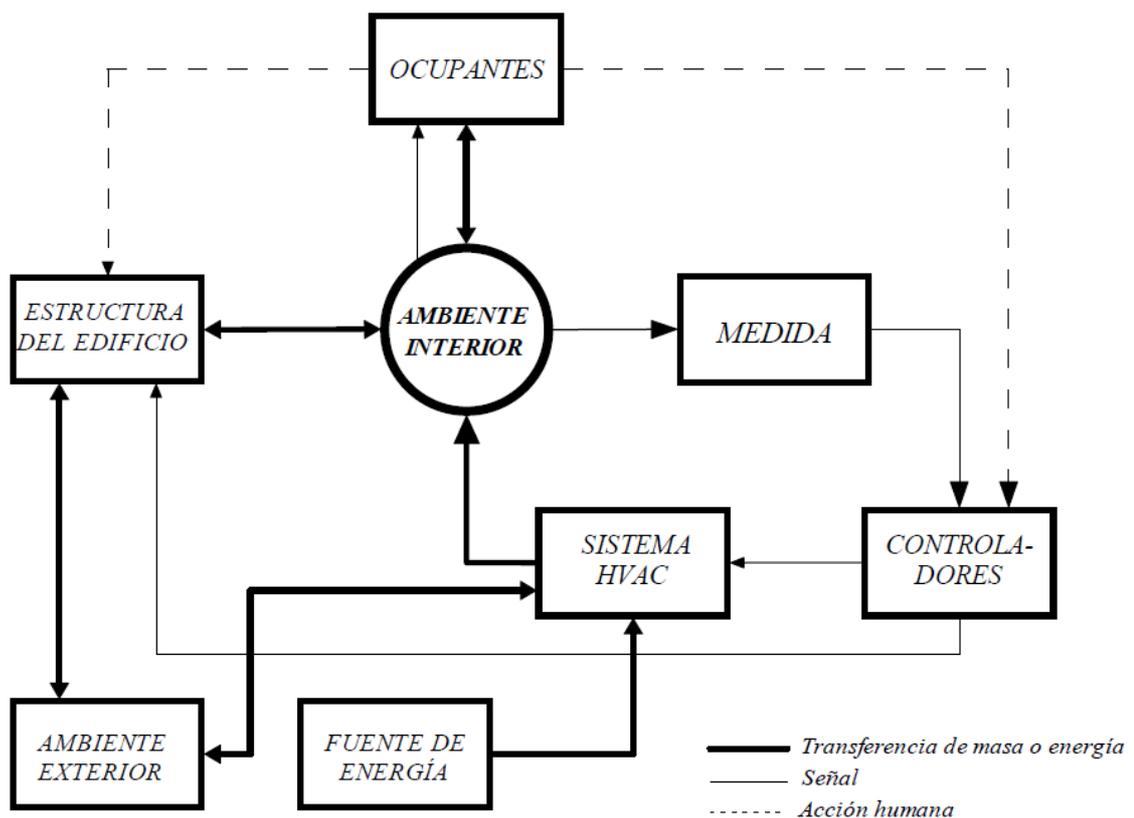


Figura 18: Subsistemas presentes en la simulación de un espacio acondicionado y sus interrelaciones

Muchas herramientas además pueden simular otras magnitudes de interés como:

- Transporte de humedad según la zonificación.

- Coste de la energía consumida.
- Sensación térmica o de confort de los ocupantes.
- Iluminación natural o diurna.
- Flujos de aire entre zonas establecidos de forma natural.
- Calidad del aire interior.

Los procesos físicos implicados en estas magnitudes abarcan un rango de escalas de tiempo muy amplio, sirva la Figura 19 a modo de ejemplo.

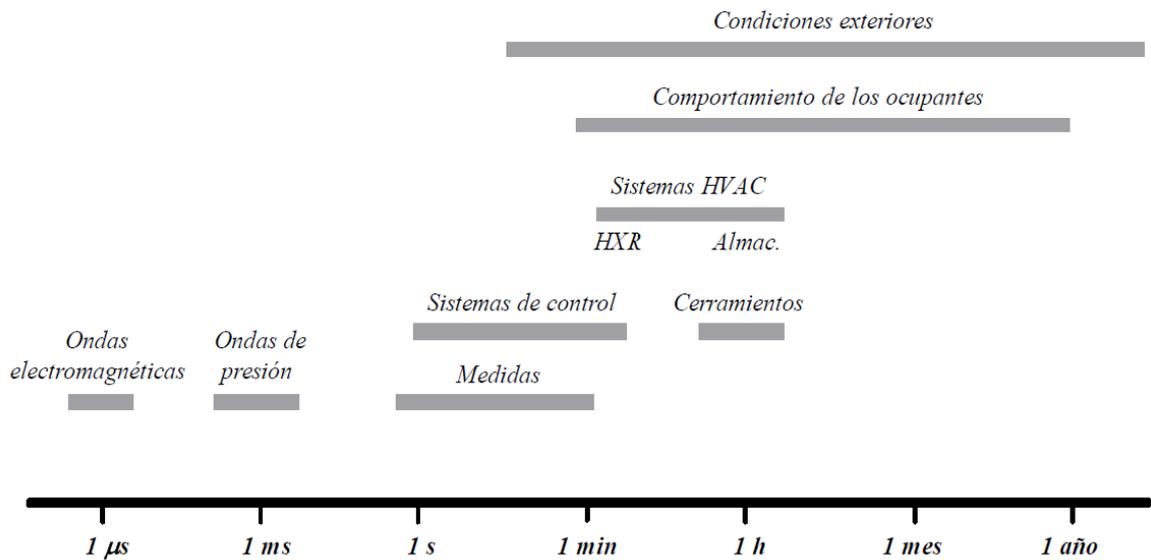


Figura 19: Valores típicos de las constantes de tiempo de diferentes fenómenos y subsistemas (el eje de tiempo no está a escala). Fuente: Domínguez (2005)

El fenómeno más rápido es el de propagación de la radiación (ganancias solares, intercambios de onda larga), a la velocidad de la luz, con tiempos característicos del orden de microsegundos. Le sigue la propagación de ondas de presión, vinculadas al movimiento de fluidos (impulsión de aire por una red de conductos, infiltraciones y movimientos de aire entre las diferentes zonas, flujo del refrigerante en el interior de un evaporador o condensador, etc.), a la velocidad del sonido y con tiempos característicos del orden de milisegundos.

Los sistemas de medida muestrean las variables observadas en periodos de tiempo del orden de segundos a minutos, rango en el que también actúan los sistemas de control, con la salvedad de que el tiempo de muestreo debe ser menor que el de toma de decisiones. Dependiendo del sistema HVAC, su constante de tiempo estará comprendida entre unos pocos minutos (de 2 a 5 minutos para baterías), una decena de minutos (rueda desecante), hasta una o varias horas para los sistemas de acumulación (depósitos

o lechos de roca) o los suelos radiantes. La constante de tiempo de los elementos constructivos de la carrocería de un autobús suele rondar la hora. Las preferencias de los ocupantes y su número varían con las estaciones del año y puede que también en cuestión de minutos. Son las variables meteorológicas las que abarcan el rango más amplio: anual e interanual (estaciones y cambios climáticos a medio y largo plazo), diario (ciclos día-noche, cambios de tiempo, etc.), horario (cambios de tiempo) e inferiores (paso ocasional de nubes, cambios súbitos en la velocidad y dirección del viento, etc.).

Tanto el comportamiento de los ocupantes como el de las variables meteorológicas exhiben un alto grado de aleatoriedad y suelen describirse especificando sus valores como datos de entrada. Con respecto a los primeros, es común definir un perfil de ocupación cuan detallado como se quiera y basado, bien en algún modelo estadístico, bien en datos medidos o intuitivos. En cuanto a las condiciones exteriores, la práctica actual consiste en utilizar un año tipo para la localidad, obtenido a partir de observaciones estadísticamente representativas o generadas de forma sintética a partir de valores medios.

Para estudiar fenómenos vinculados a una escala de tiempo concreta debe formularse un modelo que dé cuenta de los efectos dinámicos que se manifiestan a esa escala y superiores, mientras que cualquier dinámica cuyo tiempo característico sea de menor orden que el de interés podrá considerarse que evoluciona según una serie de estados estacionarios. Como norma general, a mayor paso de tiempo (menor resolución) el problema va perdiendo su carácter diferencial y más procesos se describen con ecuaciones algebraicas (lineales y no lineales).

El primer paso para plantear el modelo matemático del sistema de la Figura 18 consiste en concretar su finalidad, para entonces decidir el nivel de detalle en la representación de cada subsistema. Por ejemplo, si quieren evaluarse pormenorizadamente estrategias de control para los equipos HVAC, el problema estará ubicado en la ventana [segundos, minutos], siendo obligado contemplar la dinámica de los sensores, del equipo de control, de los sistemas HVAC y de los elementos de la carrocería. El grado de detalle en los modelos de estos elementos estará siempre condicionado por la información disponible, que suele ser limitada.

Un modelo que sea capaz de estudiar todos los procesos mencionados y escalas de tiempo asociadas resulta necesariamente complejo. Los modelos detallados pueden resolver típicamente alrededor de un millar de ecuaciones simultáneas por cada zona acondicionada (en el caso de modelar la distribución del flujo de aire en el interior del habitáculo este número se incrementa en varios órdenes de magnitud). En la actualidad los modelos más complejos se utilizan en el ámbito académico fundamentalmente. En el otro extremo, los modelos muy simplificados, pueden resolver del orden de media docena de ecuaciones por zona. La necesidad de utilizar modelos simplificados se justifica en dos razones principales:

1. Menor tiempo de ejecución
2. Necesitan menos datos de entrada

La mayor parte de los numerosos métodos existentes hoy día para la simulación de espacios acondicionados, sistemas HVAC y sistemas de control fueron desarrollados en sus inicios durante la década de 1970 y primeros años de los 80. En aquella época, la capacidad de cálculo de los computadores era la limitación principal. Hoy día, sin embargo, el tiempo necesario en recopilar los datos de entrada es en muchos casos el verdadero “cuello de botella”, junto con el tiempo necesario para el análisis de los resultados.

Típicamente, el propósito de la simulación térmica ha estado orientado a la edificación; y a predecir la evolución temporal de las condiciones interiores y el consumo eléctrico en que incurren los equipos HVAC para mantenerlas. La experiencia ha demostrado que este problema puede resolverse satisfactoriamente utilizando una escala de tiempo en torno a la hora, lo que limita las partes dinámicas del modelo del habitáculo a la conducción en los elementos de la envolvente y, aunque no siempre, a la capacidad de almacenamiento de calor y vapor de agua en el aire de las zonas. A este nivel la mayoría de los sistemas HVAC se modelan en régimen cuasi-estacionario, así como todos los controladores. A favor de este nivel de modelado juegan dos factores: su apreciablemente menor coste computacional y la cadencia horaria de los datos meteorológicos de que normalmente se dispone, factor que limita la resolución de los modelos en periodos menores.

3.3 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN TRNSYS

La herramienta TRNSYS, “a TRaNsient SYStem simulation program” es un solucionador (solver) de ecuaciones algebraicas y diferenciales que incorpora una librería con los más comunes sistemas termoenergéticos, diseñado especialmente para simulaciones transitorias. Desarrollado en sus inicios en el Solar Energy Laboratory de la Universidad de Wisconsin, la primera versión data de 1975. En Octubre de 2004 se lanzó la versión 16, y actualmente ya se encuentra en el mercado la versión 17. Además, TRNSYS cuenta con varios desarrolladores en diversos países.

TRNSYS adopta una estructura modular que fue diseñada para la resolución de sistemas complejos, donde cada uno de los componentes se describe mediante subrutinas más simples, denominadas según su nomenclatura como TYPE. Esta técnica modular permite analizar un sistema entero como la suma de componentes o sistemas individuales y la interconexión entre éstos. Desde un punto de vista práctico, es abordar la resolución de pequeños problemas en vez de un gran problema. Cada TYPE o subrutina contiene uno o varios modelos de un componente del sistema. Especificando los parámetros y las variables de entrada, el modelo calcula las variables de salida dependientes del tiempo.

Estos valores de salida calculados pueden ser usados como variables de entrada para otros modelos.

La forma de generar un proyecto en TRNSYS resulta muy intuitiva: se conectan gráficamente los componentes del sistema (TYPES) en la interfaz visual Simulation Studio. Cada uno de los TYPES se describe con un modelo matemático mediante lenguaje de programación Fortran y lleva asociado una Proforma en el Simulation Studio. Éste describe el componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros.

La naturaleza modular de TRNSYS permite incorporar nuevos modelos matemáticos al programa. Ya que los modelos de los componentes están escritos en Fortran, el usuario puede fácilmente modificarlos y generar nuevos componentes para tecnologías no incluidas en la librería standard. Distintos usuarios pueden compartir estos modelos sin necesidad de recompilar el programa gracias a la tecnología DLL. Sobre el archivo de entrada se pueden implementar estrategias sencillas de control de componentes u operaciones de pre o post procesamiento.

Para las entradas relativas a simulación de edificios, o en definitiva cualquier espacio acondicionado (nuestro autobús), se utiliza una interfaz específica (TRNBuild). El motor de simulación resuelve el sistema de ecuaciones algebraicas y diferenciales que representan el problema térmico. En la simulación, los componentes de los sistemas HVAC, la envolvente o epidermis del autobús y la red nodal para el aire se resuelven simultáneamente para cada paso de tiempo.

TRNBuild es una herramienta de TRNSYS que se utiliza para generar elementos con múltiples espacios que deben mantener unas condiciones ambientales determinadas ante unas condiciones externas. Los elementos generados con TRNBuild se utilizan en TRNSYS a través del Type 56 "multizone building" (edificios con múltiples espacios) para simular el comportamiento térmico de edificios, naves industriales y otros elementos.

Una vez especificada en TRNBuild la geometría y disposición espacial del edificio de los elementos constructivos y de los materiales con sus propiedades termofísicas, ocupación y cargas del edificio, se puede calcular el comportamiento térmico del edificio en TRNSYS expuesto a unas condiciones ambientales determinadas (temperatura ambiente, humedad relativa, radiación incidente sobre cada una de las caras del edificio, etc.). El modelo proporciona como resultado la demanda instantánea de calefacción y refrigeración a lo largo del período de simulación considerado (por ejemplo 1 año).

Además del modelo de edificio multizona, la librería TRNSYS incluye la mayoría de componentes comúnmente encontrados en los sistemas termoenergéticos y eléctricos: sistemas solares térmicos y fotovoltaicos, aplicaciones para edificios de bajo consumo energético, sistemas HVAC, cogeneración, sistemas de hidrógeno (células de combustible). También incluye rutinas de gestión de datos climáticos. El ejecutable de TRNSYS resuelve los componentes del sistema e itera para cada paso de tiempo hasta

que todas las variables convergen. Las simulaciones son de carácter transitorio y pueden realizarse en los rangos de espacios de tiempo especificados por el usuario: desde varias horas hasta varios segundos, dependiendo del tipo de proceso que requiera ser estudiado.

Otra de las ventajas que ofrece el programa es la posterior preparación de una hoja TRNSED, mediante la cual estos sistemas pueden ser utilizados y simulados por usuarios ajenos al programa TRNSYS

3.3.1 Aproximación en el Modelado de Componentes

Cada TYPE o subrutina contiene uno o varios modelos de un componente de sistema. Por ejemplo, la subrutina TYPE 4, es un modelo de tanque de almacenamiento. Especificando los parámetros (valores independientes del tiempo como por ejemplo el volumen del tanque) y las variables de entrada (valores dependientes del tiempo como la temperatura del agua de entrada y el flujo másico), el modelo calcula las variables de salida dependientes del tiempo (como por ejemplo, la temperatura del agua a la salida del tanque o la perdidas de calor a través de la pared del tanque). Estos valores de salida calculados pueden ser usados como variables de entrada para otros modelos. La aproximación al modelado es del tipo “tradicional”, ya que cada subrutina de TRNSYS modela y resuelve un sub-problema concreto, implementando en cada caso un método de resolución específico y a medida del problema. Dependiendo de la complejidad del sub-problema que representa el modelo, el código de los TYPEs de TRNSYS puede llegar a ser tan extenso y complejo que bien pudiera ser un programa de simulación en sí mismo. Un caso muy representativo es el componente TYPE 56, que modela un edificio multizona, con un grado de detalle que supera a muchos programas específicos para el cálculo de demanda en edificios.

3.3.2 Creación de Sistemas Complejos

El usuario debe crear para simular un sistema un fichero de entrada para el ejecutable de TRNSYS que consiste en una descripción de los componentes que constituyen el sistema y sus interconexiones. Las subrutinas o TYPEs de TRNSYS se pueden ver como cajas negras que necesitan dos tipos de información para funcionar: los parámetros del componente en sí y las variables de entrada. Algunas de las variables de entrada de un componente pueden ser variables de salida de otro componente del sistema, formando un “diagrama de flujo de información” que representa las interacciones (flujo de fluidos, de radiación, de señales de control, etc.) que aparecen en el sistema físico. Por tanto, también se deben definir las conexiones entre variables de salida de un componente y variables de entrada de otro componente.

3.3.3 Escalas de Tiempo Contempladas

Las simulaciones pueden realizarse con un paso de tiempo especificado por el usuario: desde varias horas hasta varios segundos, dependiendo del tipo de proceso que requiera ser estudiado. El paso de tiempo elegido es único para todos los componentes, no es posible definir diversos pasos de tiempo en una misma simulación. Sin embargo, en algunos componentes se adopta la solución de definir un paso de tiempo interno adaptado a las necesidades del sub-problema representado.

3.3.4 Paso de Tiempo

Para calcular las prestaciones de una instalación a lo largo de un año, se divide el año en periodos de tiempos iguales y se resuelve el estado del sistema (temperaturas, flujos, señales de control, etc.) en cada intervalo. El paso de tiempo es la duración de estos intervalos y define la resolución temporal de la simulación.

Por ejemplo, si el paso de tiempo es de una hora, el año se divide en 8760 intervalos (= 365 días * 24 horas/día) y el modelo se resuelve 8760 veces, una vez en cada intervalo. La simulación habrá generado series temporales de 8760 valores para cada variable: temperatura de refrigeración, temperatura del circuito de agua fría, caudal del circuito de agua fría, etc.

Estos resultados, muy cuantiosos, se procesan e integran para calcular las métricas mensuales y anuales que se recogen en el informe: demanda, consumos, eficiencias, etc.

Como en cualquier otro sistema físico, en un sistema de climatización podemos encontrar fenómenos rápidos, por ejemplo el movimiento del fluido en las tuberías o las actuaciones del sistema de control. Afortunadamente, las prestaciones anuales de la instalación no dependen demasiado de estos detalles, estando dominadas por fenómenos más lentos. Fácilmente pueden identificarse procesos que se repiten cada 24 horas:

- La demanda suele seguir el ciclo día/noche.
- La temperatura exterior también suele seguir un ciclo diario.

Aunque la periodicidad sea de un día, sabemos que las condiciones meteorológicas en dos días consecutivos son diferentes. Esto hace necesario ampliar el horizonte de tiempo. Teniendo en cuenta las estaciones, el periodo mínimo de simulación se sitúa en un año. Sin embargo, el clima también varía de año en año, de manera que el horizonte se extiende al periodo de vida de la instalación, supongamos un valor de 15 años. Suponiendo que el clima de los siguientes 15 años será parecido al de los 15 anteriores, habría que simular la instalación utilizando un registro de condiciones meteorológicas de 15 años. De esta manera podremos estimar con bastante exactitud cuanta energía convencional ahorrará el sistema de climatización durante su vida útil.

Este procedimiento tiene dos inconvenientes evidentes:

- No suelen haber registros meteorológicos tan detallados.
- El tiempo de cálculo es demasiado grande.

La solución consiste en utilizar un año típico para la localidad. Este año no describe el clima en un año concreto, sino que se trata de un año artificialmente generado de manera que describa las características medias del clima del lugar. Llegaremos así a la escala horaria, que es la más utilizada en este tipo de cálculos para representar un buen compromiso entre precisión, tiempo de cálculo e información requerida. Este último factor se refiere a la cantidad de información necesaria para ejecutar una simulación. Por ejemplo, hoy en día es fácil conseguir medidas de datos meteorológicos (temperatura, radiación) para cada hora del año, pero es bastante más difícil para cada minuto.

Atendiendo a los anteriores comentarios, debería utilizarse una hora. En realidad todos los esquemas utilizan pasos de tiempo menores por ciertas cuestiones numéricas que no trataremos aquí. Se puede modificar el paso de tiempo siempre que se quiera. De hecho, una buena práctica consiste en simular la misma instalación con distintos pasos de tiempo, para comprobar que los resultados no difieren demasiado (< 5% por ejemplo). Si son muy distintos, se debe repetir la simulación utilizando un paso de tiempo inmediatamente inferior al último que se utilizó, y así hasta que los resultados sean consistentes.

3.3.5 Librerías de Modelos. Creación de Modelos

La librería estándar de TRNSYS incluye la mayoría de componentes comúnmente encontrados en los sistemas termoenergéticos (desde equipamientos HVAC hasta edificios en forma detallada, desde controladores y sistemas de regulación hasta colectores solares), así como subrutinas de componentes que permiten tratar datos meteorológicos y otras funciones de carácter transitorio. TRNSYS también dispone de subrutinas que permiten el tratamiento y dar formato de salida a los resultados de las simulaciones.

3.3.6 Modificación y Creación de Componentes

Ya que los modelos de los componentes están escritos en FORTRAN, el usuario puede modificarlos y generar nuevos componentes para tecnologías no incluidas en la librería standard. Debido a que son más de 300 los usuarios de TRNSYS en todo el mundo existen disponibles librerías no standard que simulan el comportamiento de otros componentes. Existe una librería de componentes de libre acceso cuyos código fuentes los autores ponen al servicio de la comunidad científica. También existen librerías de componentes que comercializan los distribuidores de TRNSYS, desde bombas de calor y sistemas geotérmicos hasta modelos detallados de colectores solares, controladores o piscinas.

3.3.7 Entorno del Programa

El paquete completo de TRNSYS incluye además de los códigos fuente de las subrutinas y el programa ejecutable, el entorno TRNSHELL que permite la edición de ficheros e incorpora en un solo programa las acciones necesarias para construir, ejecutar y analizar una simulación. TRNSYS permite al usuario describir completamente y visualizar todas las interacciones entre componentes del sistema. Mediante una interface basada en iconos gráficos, el usuario directamente define los componentes de su sistema y los conecta. Mediante esta interface gráfica denominada Simulation Studio, tiene la capacidad de definir los parámetros y variables de entrada de cada uno de los componentes del sistema y de crear el fichero de entrada para que el ejecutable TRNSYS pueda realizar la simulación.

3.3.8 Estructura Interna del Programa

La Figura 20 muestra la estructura interna del programa TRNSYS. Como ya se ha dicho, todo el programa está escrito en el lenguaje de programación FORTRAN. Se organiza en torno a una subrutina principal (“main”, trnsys.for), que invoca convenientemente a las demás, aunque algunas subrutinas pueden hacer llamadas a otras sin pasar por la principal.

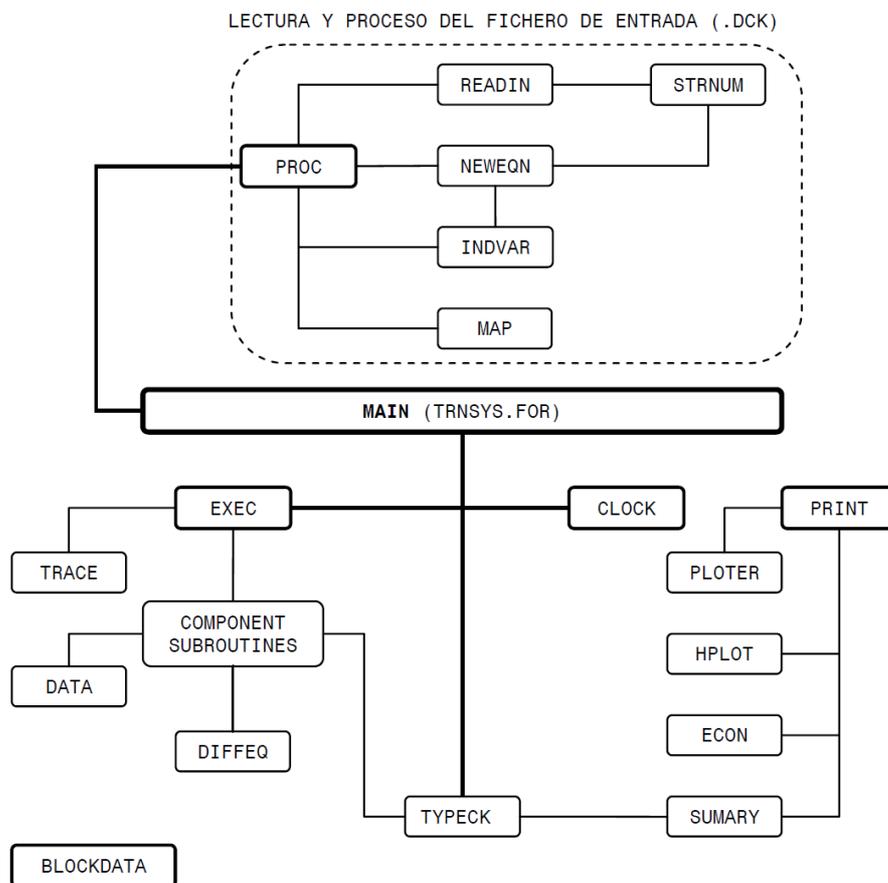


Figura 20: Subrutinas que constituyen TRNSYS, contenidas en TRNSYS.DLL

Las component subroutines contienen los modelos de componentes, mientras que el resto forma propiamente el núcleo del programa. Las cinco más importantes son:

- BLOCKDATA – Inicializaciones.
- PROC – lectura del fichero de datos (entradas).
- CLOCK – Reloj.
- EXEC - llama a las subrutinas de componentes, chequea la convergencia y actualiza el valor de las variables.
- PRINT – controla las salidas.

Todas las subrutinas anteriores se compilan para formar una librería de enlace dinámico (TRNLIB.DLL). Una DLL (Dynamic Link Library) es un conjunto de subrutinas enlazadas y compiladas en una unidad independiente de las aplicaciones que la utilicen. Dispone de un interfaz definido a través del cual interacciona con los programas que la invocan, a los que se asocia en tiempo de ejecución, no de compilación. Esto permite que dos programas utilicen el código contenido en la librería sin necesidad de duplicar el espacio en memoria.

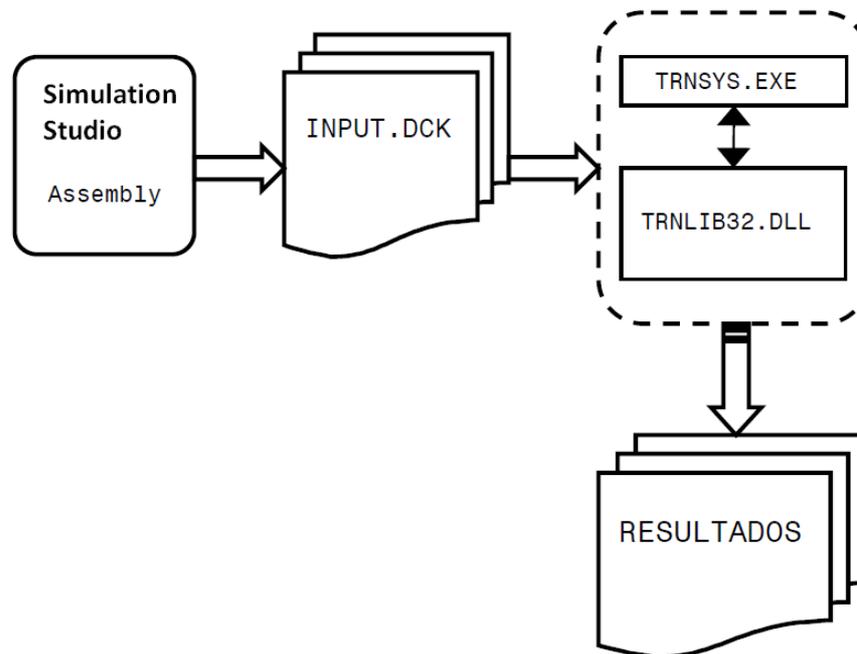


Figura 21: Estructura global de TRNSYS. La librería TRNLIB.DLL contiene todas las subrutinas, el ejecutable es TRNSYS.EXE. El fichero de entrada INPUT.DCK se genera con Simulation Studio

En el caso de TRNSYS, el uso de una DLL tiene una ventaja adicional fundamental: el usuario tiene la posibilidad de añadir componentes escritos por él mismo. Para hacerlo,

debe compilar de nuevo la TRNLIB.DLL habiendo añadido la nueva subrutina (el código fuente de las demás subrutinas está disponible para ello, así como para depurar errores). El programa ejecutable de TRNSYS se llama TRNSYS.EXE y se encarga de interactuar con el sistema operativo Windows. Todo lo dicho se recoge en la Figura 21.

3.3.9 El Motor de Cálculo o “Solver” de TRNSYS

Este apartado trata algunas cuestiones básicas acerca del modo en que TRNSYS opera internamente, ya que resultan fundamentales para la comprensión de algunas de las subrutinas escritas para este trabajo. El programa sigue una aproximación de tipo “tradicional”, aunque no está específicamente adaptado a la simulación de espacios acondicionados y sistemas HVAC, sino que tiene un propósito más general, incluyendo en principio cualquier tipo de sistema termoenergético. Por tanto, el solucionador que combina las soluciones de los diferentes sub-problemas que constituyen los componentes o “TYPES” de TRNSYS debe ser también de propósito general. TRNSYS ofrece un método de sustitución sucesiva. El usuario debe elegir el paso de simulación (Δt , constante) y los instantes inicial (t_0) y final (t_f) de simulación. Con esta información se discretiza el dominio del tiempo según una malla de paso constante, Figura 22.

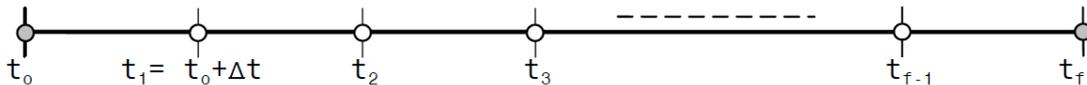


Figura 22: Assembly panel de Simulation Studio. Discretización del periodo de simulación con paso de tiempo Δt constante y múltiplo entero de $t_f - t_0$.

La evolución en tiempo tiene lugar a saltos entre nodos consecutivos de la malla. A partir de las condiciones de contorno de problema, conocidas en todo momento, el solucionador llama secuencialmente a cada componente₁ con los valores de entrada calculados en esa iteración y después comprueba la convergencia de las salidas dentro de la tolerancia especificada por el usuario. Si en una iteración se detecta que las salidas convergen, se da por buena su solución y se avanza en tiempo al siguiente paso, volviendo a repetirse el proceso. Si tras un número especificado de iteraciones no hubiera convergencia en los valores de salida, se salta directamente al siguiente paso. Si esta circunstancia se repite más de un cierto número definido de veces, la simulación se detiene con un mensaje de error.

Es importante tener en cuenta que los valores de entrada que se generan en las iteraciones son tentativos, salvo el último de ellos (cuando el esquema ha convergido). Esto significa que hay que guardar memoria de los valores de las variables diferenciales en las condiciones iniciales del paso, a fin de no machacarlos con estos intermedios. Para facilitar la convergencia de un esquema, es necesario tener en cuenta el orden en que el programa invoca a cada componente (unidad) durante el proceso de iteración. Ese orden

secuencial lo especifica el usuario, que debe hacerlo según un orden lógico, por ejemplo tratar de seguir el trayecto de los fluidos y de la radiación, llamar primero a los componentes que leen desde ficheros de texto las condiciones de contorno del paso, etc.

Como se ve, este solucionador de sustitución sucesiva es de propósito general, y puede aplicarse a la solución de una gran variedad de problemas, siendo esa su virtud principal. Sin embargo, hay ocasiones en la obtención de la solución general del esquema combinado no es posible con este método, o bien, resulta ineficiente.

3.3.10 Tolerancia de Cálculo

Como en los sistemas reales, en el sistema simulado debe verificarse el principio de conservación de la energía, es decir, la energía producida debe satisfacer la demanda y las pérdidas:

$$\text{DESCUADRE} + \text{producción} = - \text{pérdidas} - \text{demanda}$$

En principio la variable DESCUADRE debe ser igual a cero. Sin embargo, en una simulación con TRNSYS la energía no se conserva completamente debido a las tolerancias de cálculo y/o problemas numéricos al resolver las ecuaciones.

En algunas circunstancias especiales el balance de energía de la simulación puede salir muy mal. A título orientativo, ante descuadres mayores del 5% deberíamos cuestionarnos la validez de los resultados.

En estas circunstancias lo primero que se debe hacer es revisar los datos de entrada en busca de errores, valores imposibles o muy extremos. Si todas las entradas son correctas, se debería realizar de nuevo la simulación utilizando una tolerancia más estricta y/o un paso de tiempo menor.

3.4 MODELO MATEMÁTICO DEL TYPE 56

En TRNSYS, los espacios acondicionados se tratan como cualquier otro componente: requieren una serie de parámetros y variables de entrada con el objetivo de calcular las variables de salida. Sin embargo, existen varios modelos que difieren en su complejidad. El más sencillo es un modelo que define una simple capacitancia térmica del autobús para poder realizar cálculos sencillos de calentamiento y refrigeración. El modelo más complejo es el modelo multi-zona que se define en el Type 56 de TRNSYS; y el que ha sido utilizado por su mayor precisión.

El Type 56 o TRNBuild, incluido en las subrutinas Fortran de TRNSYS, es un modelo en espacio de estados, representados por las temperaturas del aire interior. Como salidas del modelo se pueden escoger las variables más generales que impliquen balances

energéticos sobre otros elementos del autobús. El balance energético fundamental se construye a partir de un balance energético con un Nodo de Aire por zona, que representa la capacidad calorífica tanto del volumen de aire como de aquellas partes íntimamente conectadas con él (como, por ejemplo, los asientos). Por ello, la capacidad calorífica del Nodo de Aire es un parámetro adicional del modelo.

Para establecer el balance, se ha de calcular en primer lugar el flujo de calor por convección al Nodo de Aire:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cp\ lg,i} + \dot{Q}_{solair,i} + \dot{Q}_{ISHCCI,i}$$

, donde:

$\dot{Q}_{surf,i}$ es el flujo energético por convección desde todas las superficies internas.

$\dot{Q}_{inf,i}$ son las ganancias debidas a la infiltración.

\dot{Q}_{vent} son las ganancias por ventilación.

$\dot{Q}_{g,c,i}$ son las ganancias internas por convección (ocupación, equipamiento eléctrico, iluminación, etc.).

$\dot{Q}_{cp\ lg,i}$ son las ganancias gracias a los flujos de aire convectivos desde la zona i o condiciones de contorno.

$\dot{Q}_{solair,i}$ es la fracción de radiación solar que entra al Nodo de Aire a través de las ventanas, y que es inmediatamente convertido en una ganancia convectiva al aire interno.

$\dot{Q}_{ISHCCI,i}$ es la radiación solar absorbida por los elementos internos del autobús y que es directamente transferida como una ganancia convectiva al aire interno.

A continuación se detalla el cálculo de cada uno de estos términos para, finalmente, exponer la resolución detallada de las ecuaciones diferenciales que gobiernan la evolución dinámica del sistema. En nuestro caso, el valor de: $\dot{Q}_{cp\ lg,i}$, $\dot{Q}_{solair,i}$, $\dot{Q}_{ISHCCI,i}$ es nulo. Aunque adicionalmente se va a estudiar el efecto de $\dot{Q}_{ISHCCI,i}$, y el impacto que éste tiene sobre el valor de la carga punta al comparar los resultados con otra metodología de cálculo distinta a la simulación dinámica (ver Apartado 4.4).

3.4.1 Flujos Energéticos Radiantes hacia las Paredes y Ventanas

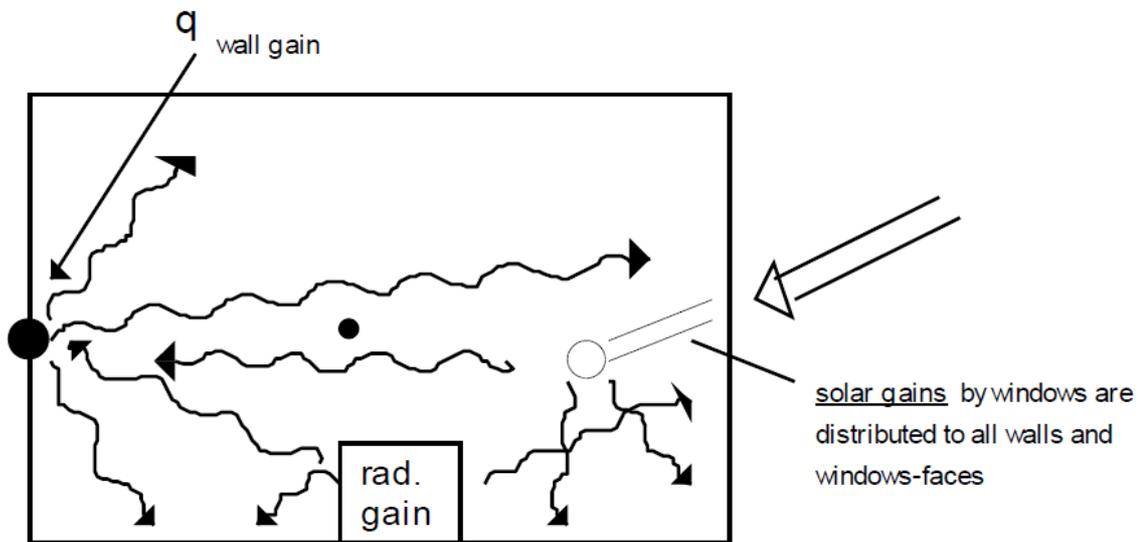


Figura 23: Intercambio radiante considerando una pared a su temperatura nodal

La siguiente ecuación muestra los diferentes componentes del flujo radiante para el nodo de temperatura superficial de cada pared.

$$\dot{Q}_{r,w_i} = \dot{Q}_{g,r,i,w_i} + \dot{Q}_{sol,w_i} + \dot{Q}_{long,w_i} + \dot{Q}_{wall-gain}$$

, donde:

\dot{Q}_{r,w_i} son las ganancias radiantes en la superficie de la pared.

\dot{Q}_{g,r,i,w_i} es el flujo de calor radiante que absorbe la pared debido a las ganancias internas.

\dot{Q}_{sol,w_i} son las ganancias solares a través de las ventanas recibida por las paredes.

\dot{Q}_{long,w_i} es el intercambio radiante de onda larga entre la pared y el resto de las paredes y ventanas ($\varepsilon_i = 1$).

$\dot{Q}_{wall-gain}$ es un flujo que representa el almacenamiento interno debido a la masa térmica.

3.4.2 Integración de Paredes y Ventanas

La Figura 24 muestra las temperaturas y flujos de calor que intervienen en el modelo del comportamiento térmico de una pared o ventana. La nomenclatura seguida ha sido:

$S_{s,i}$ es la radiación absorbida en la superficie interior (ganancia solar y radiante).

$S_{s,o}$ es la radiación absorbida en la superficie exterior (ganancia solar y radiante).

$\dot{q}_{r,s,i}$ es la radiación neta transferida con todas las superficies de la zona.

$\dot{q}_{r,s,o}$ es la radiación neta transferida con todas las superficies vistas por el exterior.

$\dot{q}_{s,i}$ representa la conducción desde la pared a la superficie interior.

$\dot{q}_{s,o}$ representa la conducción desde superficie exterior a la pared.

$\dot{q}_{c,s,i}$ representa la convección de la superficie interior con el aire.

$\dot{q}_{c,s,o}$ representa la convección de la superficie exterior con el ambiente.

$T_{s,i}$ es la temperatura de la superficie interior.

$T_{s,o}$ es la temperatura de la superficie exterior.

Las paredes se modelan de acuerdo con las relaciones de la función de transferencia para la solución de la ecuación del calor de Mitalas y Arseneault (Stephenson, 1971; Mitalas, 1971; Lechner, 1992).

De forma que, para cada una de las paredes el calor transferido en las superficies es:

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k$$

, donde:

$\dot{q}_{s,i}$ es el flujo térmico por conducción desde la pared a la superficie interior.

$\dot{q}_{s,o}$ es el flujo térmico por conducción que entra en la pared desde el exterior.

$T_{s,i}$ es la temperatura de la superficie interior.

$T_{s,o}$ es la temperatura de la superficie exterior.

Estas ecuaciones constituyen una serie temporal de ecuaciones en términos únicamente de las temperaturas y de los flujos térmicos en la superficie; para un mismo paso de tiempo. El superíndice k se refiere al orden en la serie temporal. Para una base de tiempos específica, los coeficientes de la serie temporal (a, b, c y d) son determinados en TRNBuild mediante el método de la Transformada Z. Otros métodos análogos han sido

desarrollados basados en la solución de las ecuaciones de Cardano para un esquema en diferencias finitas, mostrando la validez del método en un ámbito más general (Urbikain, 2012; Davies, 2004a; Davies, 2004b; Davies, 2003).

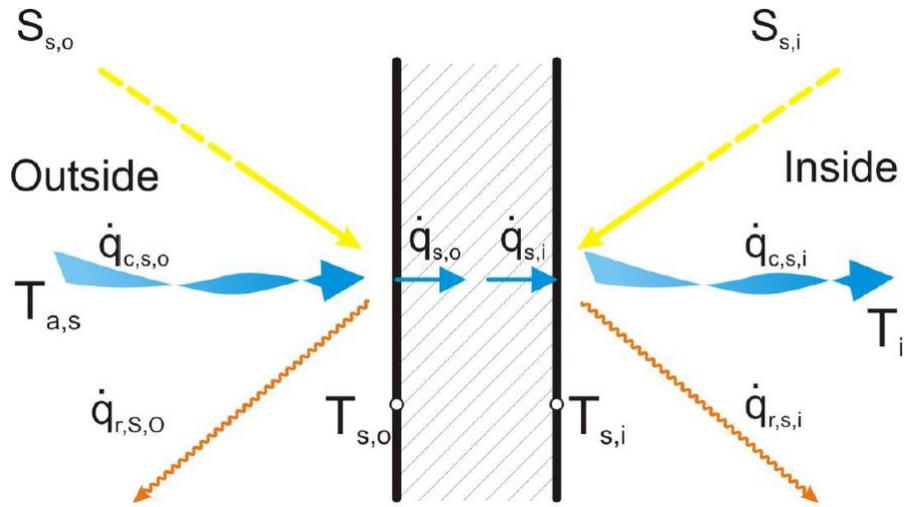


Figura 24: Flujos de calor y temperaturas superficiales

Bajo este esquema numérico, una ventana se modela como una pared exterior sin masa térmica, parcialmente transparente a la radiación solar, pero opaco en lo que a los intercambios de calor de radiación de onda larga se refiere. Se considera que la absorción de radiación de onda larga ocurre solamente en las superficies. En el cálculo de equilibrio térmico del modelo Type56 una ventana se describe como un modelo de 2 nodos.

$$a_s^0 = b_s^0 = c_s^0 = d_s^0 = U_{g,s}$$

$$a_s^k = b_s^k = c_s^k = d_s^k = 0 \text{ para } k > 0$$

La validación de este modelo se hizo en el seno del programa PASSYS (Voit, 1994).

3.4.3 Intercambio Radiante de Onda Larga

El intercambio de radiación de onda larga entre las diferentes superficies que configuran la zona térmica, el flujo de calor convectivo entre las superficies y el aire; se calcula mediante una aproximación que, como representa la Figura 25, emplea una red estrella (Seem, 1987).

Este método emplea una temperatura equivalente para el Nodo de Aire (T_{star}) para considerar en paralelo el flujo de energía convectivo de cada superficie al Nodo de Aire y radiante con el resto de las superficies que definen la zona. Este método ha sido comparado con un modelo detallado de edificio desarrollado por la Universidad de Lund, mostrando un buen acuerdo en el cálculo de las temperaturas de superficie (Holst, 1993). También se ha demostrado que el empleo de un modelo que emplea un coeficiente de

transferencia de calor que combine los efectos convectivos y radiantes muestra diferencias significativas (IEA, task 13, 1994).

, donde:

$$R_{star,i} = f(\alpha_i, A_{S,i}) = \frac{1}{Q_{S,i}} (T_{star} - T_i)$$

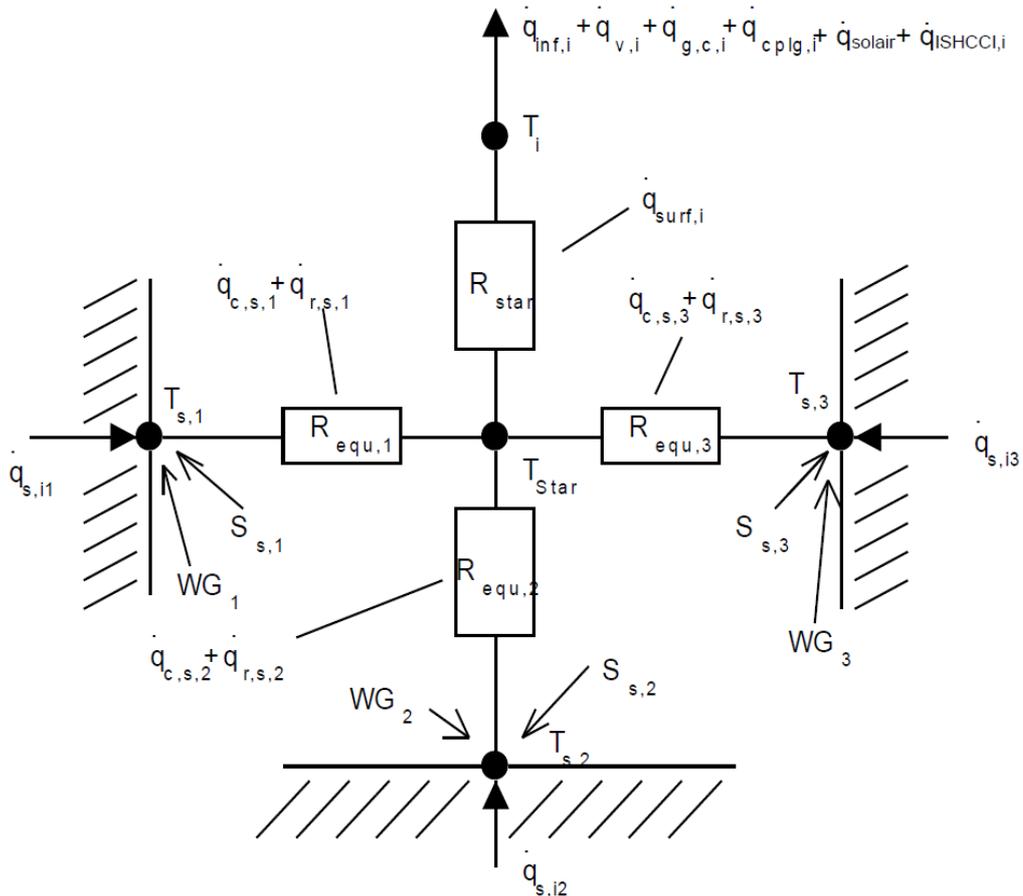


Figura 25: Red eléctrica equivalente para el cálculo del intercambio radiativo según el algoritmo de Seem (Seem, 1987)

Los métodos de cálculo detallados para $R_{equiv,i}$ y $R_{STAR,i}$ se puede encontrar en Seem, 1987. En dichos métodos de cálculo se emplean las relaciones entre las áreas para obtener los factores de absorción relativos a cada superficie. La temperatura estrella es empleada para calcular el flujo neto de calor (convectivo y radiante) desde la superficie interior de la pared:

Entonces:

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \dot{q}_{c,s,i} + \dot{q}_{r,s,i}$$

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \frac{1}{R_{equiv,i} A_{S,i}} (T_{s,i} - T_{star})$$

, donde:

$\dot{q}_{comb,s,i}$ es el flujo de calor combinado convectivo y radiante.

$A_{s,i}$ es el área interior de la superficie i.

Para las superficies externas el intercambio de radiación de onda larga se considera explícitamente empleando la temperatura efectiva de la bóveda celeste, T_{cielo} . La transferencia total de calor $\dot{q}_{comb,s,i}$ es, entonces, la suma de las contribuciones convectiva y radiante:

$$\dot{q}_{comb,s,o} = \dot{q}_{c,s,o} + \dot{q}_{r,s,o}$$

, con:

$$\dot{q}_{c,s,o} = h_{conv,s,o} (T_{a,s} - T_{s,o}),$$

$$\dot{q}_{r,s,o} = \sigma \varepsilon_{s,o} (T_{s,o}^4 - T_{cielo}^4),$$

$$T_{cielo}^4 = (1 - f_{cielo}) T_{a,s}^4 + f_{cielo} T_{cielo}^4,$$

, donde:

$\dot{q}_{comb,s,o}$ es el flujo de calor convectivo y radiante a la superficie.

$\dot{q}_{c,s,o}$ es el flujo de calor convectivo a la superficie.

$\dot{q}_{r,s,o}$ es el flujo de calor radiante a la superficie.

$h_{conv,s,o}$ representa el coeficiente de película de la superficie exterior.

f_{cielo} representa el factor de forma con el cielo de la superficie exterior.

T_{cielo} es la temperatura del cielo usada en el cálculo de radiación de onda larga.

$\varepsilon_{s,o}$ es la emisividad de la superficie exterior.

σ es la constante de Stephan-Boltzmann.

Así, los balances energéticos en la superficie se pueden expresar como:

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{q}_{comb,s,i} + S_{s,i} + W_g$$

$$\dot{q}_{s,o} = \dot{q}_{comb,s,o} + S_{s,o}$$

Para superficies interiores $S_{s,i}$ incluye tanto los intercambios de onda larga como los de onda corta mientras que para superficies exteriores $S_{s,o}$ solamente incluyen la radiación solar. El término W_g se incluye para permitir el modelado de las ganancias de calor en el interior de las paredes como puede ser el caso de la introducción de elementos activos integrados en los elementos constructivos.

3.4.4 Radiación Solar Directa

La radiación solar directa se distribuye de acuerdo con los coeficientes de distribución (GEOSURF) definidos en la descripción de la zona. Estos valores son los factores de distribución relacionados con la radiación solar directa total que entra en la zona (no en el Nodo de Aire), y no están relacionados con el área de la superficie. La suma de los valores GEOSURF dados para todas las superficies interiores de la zona debe ser igual a 1 en todo momento. La fracción de radiación solar directa entrante que es absorbida por cualquier superficie i está dada por el producto de la absorptividad solar (α_s) y el valor de GEOSURF dado para la superficie s . Si los valores GEOSURF para todas las superficies de una zona es igual a cero, toda la radiación solar directa que entra en esta zona se trata como radiación difusa (como en TRNSYS 14.2).

Usando los valores de GEOSURF, la radiación solar puede ser distribuida únicamente al pasar por dos o menos ventanas internas entre zonas. Después de pasar por la segunda ventana interna toda la radiación solar es tratada como radiación difusa. Para pasar la radiación solar directa sobre varias zonas como sucede en un atrio, desde la zona superior hasta la zona media y luego hasta la zona inferior; podría ser utilizada de una ventana ficticia entre la zona superior e inferior.

3.4.5 Radiación Solar Difusa

En general, la radiación solar difusa dentro de una zona se distribuye a las superficies de una zona adyacente en función de los factores de transmisión/absorción por el área ponderada.

$$f_{dif,s,s} = \frac{(1 - \rho_{dif,s})A_s}{\sum_{\text{Todas superficies}} (1 - \rho_{dif,s})A_s}$$

, donde:

A_s es el área de la superficie.

$\rho_{dif,s}$ es la reflectancia de la radiación solar difusa de la superficie.

Para las paredes, se asume que las superficies no tienen pérdidas por transmisión:

$$\tau_s = 0$$

$$\rho_{dif,s} = 1 - \alpha_s$$

Para las ventanas, las pérdidas por transmisión son consideradas como:

$$\rho_{dif,s} = 1 - \alpha_{dif,s} - \tau_{dif,s}$$

, donde $\rho_{dif,s}$ es la reflectancia de la radiación solar difusa de la cara interna.

En la Versión 17.1, la distribución primaria se mejora de tal manera que la radiación difusa entrante en una zona a través de una ventana externa se distribuye a todas las otras superficies, excepto la propia ventana. Por lo tanto, se aplica un factor corrector de la distribución difusa primaria:

$$f_{dif,pr,s} = f_{dif,s,s} \frac{\left(\sum_{w=1}^{ventanas\ exteriores} \frac{I_{trans,dif,w}}{1 - f_{dif,s,w}} - \frac{I_{trans,dif,s}}{1 - f_{dif,s,s}} \right)}{\sum_{w=1}^{ventanas\ exteriores} I_{trans,dif,w}}$$

3.4.6 Ganancias Totales en una Zona Procedente de las Superficies

Basándose en lo anterior, se puede expresar el flujo de calor interior de una pared exterior como una función de las temperaturas del aire de su contorno:

$$\dot{q}_{s,i} = B_s T_{a,s} - C_s T_{STAR,i} + D_s$$

, donde:

$$B_s = \frac{e_s h_{s,o}}{1 - f_s},$$

$$C_s = \frac{f_s \left(\frac{1}{R_{equiv,i} - A_{s,i}} \right)}{1 - f_s},$$

$$D_s = \frac{f_s S_{s,i} + e_s (S_{s,o} - K_{s,o}) + K_{s,i}}{1 - f_s},$$

$$e_s = \frac{b_s^0}{a_s^0 - h_{s,o}},$$

$$f_s = (b_s^0 e_s - c_s^0) R_{equiv,i} A_{s,i},$$

Los valores de $K_{s,i}$ y $K_{s,o}$ se definen mediante las ecuaciones de las funciones de transferencia:

$$K_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

$$K_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k$$

La ganancia total en un Nodo de Aire i de todas las superficies es la suma combinada de las transferencias de calor, es decir:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{surf,i} &= \sum A_s \dot{q}_{comb,i} \\ &= \sum_{j=1}^{\#zonas\ sup.i \rightarrow j} \sum_{i=1} A_s B_s T_{star,j} + \sum_{\substack{superficies \\ exteriores}} A_s B_s T_a \\ &+ \sum_{\substack{paredes \\ interiores}} A_s B_s T_{star} + \sum_{\substack{contorno}} A_s B_s T_{b,s} \\ &- \sum_{\substack{superficies,i}} A_s (C_s T_{star,i} - D_s - S_{s,i})\end{aligned}$$

, donde A_s es el área interior de la superficie s .

Ambos lados de una pared interna son considerados como una superficie interior y debe ser incluida por duplicado.

El balance de energía de una superficie con el nodo estrella, queda por tanto así:

$$\dot{Q}_{surf,i} = \frac{1}{R_{star,i}} (T_{star,i} - T_i)$$

3.4.7 Infiltración, Ventilación y Acoplamiento por Convección

Los caudales de infiltración y ventilación se expresan en términos de renovaciones de aire por hora para cada zona. El caudal másico es el producto del volumen de aire de la zona, la densidad del aire, y el número de renovaciones de aire. La infiltración tiene lugar siempre a partir de las condiciones exteriores, mientras que la ventilación ocurre desde una temperatura concreta. Se asume que cantidades iguales de aire abandonan la zona a la temperatura zonal. Las ganancias energéticas hacia cualquier zona i debidas a la infiltración y a la ventilación son:

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{m}_{inf,i} C_p (T_a - T_i)$$

$$\dot{Q}_{v,i} = \dot{m}_{v,k,i} C_p (T_{v,k} - T_i)$$

, donde $\dot{m}_{inf,i}$ es el caudal másico de infiltración de aire; $\dot{m}_{v,k,i}$ es el caudal másico de ventilación de aire para el tipo de ventilación k ; C_p es el calor específico del aire; $T_{v,k}$ es la temperatura de aire de ventilación para la ventilación de tipo k ; y T_a es la temperatura del aire exterior.

Para cada pared o ventana separador de zonas de temperatura fluctuante o cada pared con una condición de contorno conocida es posible especificar un acoplamiento por convección. Este acoplamiento es el caudal másico que entra en la zona a través de la

superficie. Se asume que una cantidad de aire igual abandona la zona a la temperatura de dicha zona. La ganancia energética debida al acoplamiento por convección es la suma de todas estas ganancias para todas las paredes y ventanas de la zona.

3.4.8 Resolución Numérica de la Evolución Temporal de la Temperatura del Aire Interior

Una vez caracterizados los diferentes flujos de calor presentes en la zona acondicionada, la evolución temporal de la temperatura interior seguirá la ley:

$$C_i \frac{d}{dt} T_i = \dot{Q}_i,$$

, donde C_i es la capacidad calorífica asociada al nodo i y que, como mínimo, debe ser igual a la del aire que representa. La ganancia neta de calor, \dot{Q}_i , es una función tanto de la temperatura del nodo como de la de los nodos adyacentes.

Para resolver este conjunto de ecuaciones diferenciales en primer lugar se discretiza la variable temporal y se denomina a su incremento paso de simulación. Acto seguido, se considera \dot{Q}_i constante a cada paso de simulación y evaluado en los valores medios de las temperaturas de las zonas. En este caso, la solución de la ecuación diferencial anterior para la temperatura final de un intervalo dado de tiempo es:

$$T_{i,\tau} = T_{i,\tau-\Delta t} + \frac{\bar{\dot{Q}}_{i\Delta t}}{C_i}$$

, donde Δt es el paso de la simulación y $T_{i,\tau-\Delta t}$ es la temperatura de la zona al comienzo del paso de simulación.

La variación de la temperatura es lineal, de tal forma que la media es:

$$T_i = \frac{T_{i,\tau} + T_{i,\tau-\Delta t}}{2}$$

Si se resuelve la relación anterior para $T_{i,\tau}$ y se introduce el resultado en la expresión para la temperatura final del intervalo junto con las expresiones detalladas para la ganancia neta de calor se obtiene:

$$\begin{aligned}
 & \frac{2C_i(\bar{T}_i - T_{i,\tau-\Delta t})}{\Delta t} \\
 &= \sum_{j=1}^{\#zonas} \sum_{sup.i \rightarrow j} \dot{m}_{cplg,s} C_p \bar{T}_j + \dot{m}_{inf,i} C_p T_a \\
 &+ \sum_{contorno} \dot{m}_{cplg,i} C_p T_{b,s} \\
 &- \left(\frac{1}{R_{star,i}} \right. \\
 &+ \left(\sum_{contorno} \dot{m}_{cplg,i} + \sum_{j=1}^{\#zonas} \sum_{sup.i \rightarrow j} \dot{m}_{cplg,s} + \dot{m}_{inf,i} \right. \\
 &+ \left. \left. \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} \right) C_p \right) \bar{T}_i \\
 &+ \left(\frac{1}{R_{star,i}} \bar{T}_{star,i} + \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} C_p T_{v,k} + Q_{g,c,i} \right)
 \end{aligned}$$

Y, por otra parte:

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{1}{R_{star,i}} - \sum_{paredes\ interiores} A_s B_s + \sum_{superficies,i} A_s C_s \right) \bar{T}_{star,i} \\
 & - \left(\sum_{paredes\ adyacentes} \sum_{sup.i \rightarrow j} A_s B_s \right) \bar{T}_{star,j} - \frac{1}{R_{star,i}} \bar{T}_i \\
 &= \left(\sum_{superficies\ exteriores} A_s B_s \right) T_a + \sum_{contorno} A_s B_s T_{b,s} \\
 &+ \sum_{superficies,i} A_s (D_s + S_{s,i})
 \end{aligned}$$

Una vez escritas estas relaciones para todas las zonas, el sistema de ecuaciones se puede expresar en su forma matricial como:

$$[X] = [\bar{T}][Z]$$

Estas matrices se pueden representar de la siguiente forma:

$$[X] = \begin{bmatrix} X_{11} & X_{12} \\ X_{21} & X_{22} \end{bmatrix},$$

$$[\bar{T}] = \begin{bmatrix} \bar{T}_1 \\ \bar{T}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{T} \\ \bar{T}_{star} \end{bmatrix},$$

$$[Z] = \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix},$$

, donde:

$$X_{11,ii} = \left(\sum_{sup.i \rightarrow j} \dot{m}_{cplg,s} + \dot{m}_{inf,i} + \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} \right) C_p + \frac{2C_i}{\Delta t} + \frac{1}{R_{star,i}}$$

$$+ \sum_{contorno} \dot{m}_{cplg,i} C_p$$

$$X_{11,ij} = \sum_{j=1}^{\#zonas} \sum_{sup.i \rightarrow j} \dot{m}_{cplg,s} C_p \quad para \quad i \neq j$$

$$X_{12,ii} = \frac{-1}{R_{star,i}}$$

$$X_{12,ij} = 0 \quad para \quad i \neq j$$

$$X_{21,ii} = \frac{-1}{R_{star,i}}$$

$$X_{21,ij} = 0$$

$$X_{22,ii} = - \sum_{paredes interiores} A_s B_s + \sum_{superficies,i} A_s C_s + \frac{1}{R_{star,i}}$$

$$X_{22,ij} = - \sum_{paredes adyacentes} \sum_{sup.i \rightarrow j} A_s B_s$$

$$Z_{1,i} = \dot{m}_{inf,i} C_p T_a + \sum_{contorno} \dot{m}_{cplg,s} C_p T_{b,s} + \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} C_p T_{v,k,i} + \frac{2C_i T_{i,\tau-\Delta t}}{\Delta t} + Q_{g,c,i}$$

$$Z_{2,i} = \left(\sum_{superficies exteriores} A_s B_s \right) T_a + \sum_{contorno} A_s B_s T_{b,s} + \sum_{superficies,i} A_s (D_s + S_{s,i})$$

Entonces, para el caso de la evolución de las temperaturas se tiene:

$$[\bar{T}] = [X]^{-1}[Z]$$

Y obtener la temperatura de cada nodo como:

$$\bar{T}_{i,\tau} = 2\bar{T}_i - T_{i,\tau-\Delta t}$$

Las temperaturas medias durante el paso de tiempo para cada Nodo de Aire son las salidas que se obtienen del TYPE 56. Esto sigue el estándar de TRNSYS y da como resultado los valores medios del último paso de tiempo.

3.5 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL AUTOBÚS CON GOOGLE SKETCHUP Y TRNSYS3D

El software elegido para introducir la geometría del autobús en el modelo térmico, ha sido Google SketchUp. Este programa fue diseñado con el objetivo de que pudiera usarse de una manera intuitiva y flexible. Permite conceptualizar y modelar imágenes en 3D de edificios, coches, personas y cualquier objeto o artículo que imagine el diseñador o dibujante. SketchUp es un software 3D fácil de utilizar y extremadamente potente. Este software galardonado combina un conjunto de herramientas sencillas y potentes que simplifican el diseño 3D en el equipo informático.



Figura 26: Modelo de un autobús creado con SketchUp, importado de la galería 3D: “City Bus Palma de Mallorca”

Para poder utilizar las funcionalidades de SketchUp, de modo que se obtenga una geometría importable a nuestro software de simulación TRNSYS, es necesario instalar TRNSYS3d adicionalmente. TRNSYS3d es un plugin que facilita la creación y edita la geometría de nuestro modelo para que posteriormente sea leída por TRNSYS. Además, añade una serie de herramientas de gran uso para el diseño del edificio en 3D.

En el modelo 3D hay que dibujar por separado todas las zonas térmicas que se quiere simular en TRNSYS17. Cada paralelepípedo con línea de puntos representa una zona térmica y sólo lo que se dibuja en su interior podrá ser exportado en TRNBuild para la simulación. Con el mismo principio de las zonas térmicas se pueden insertar en el modelo todos los elementos de sombra, en el caso de que existieran.

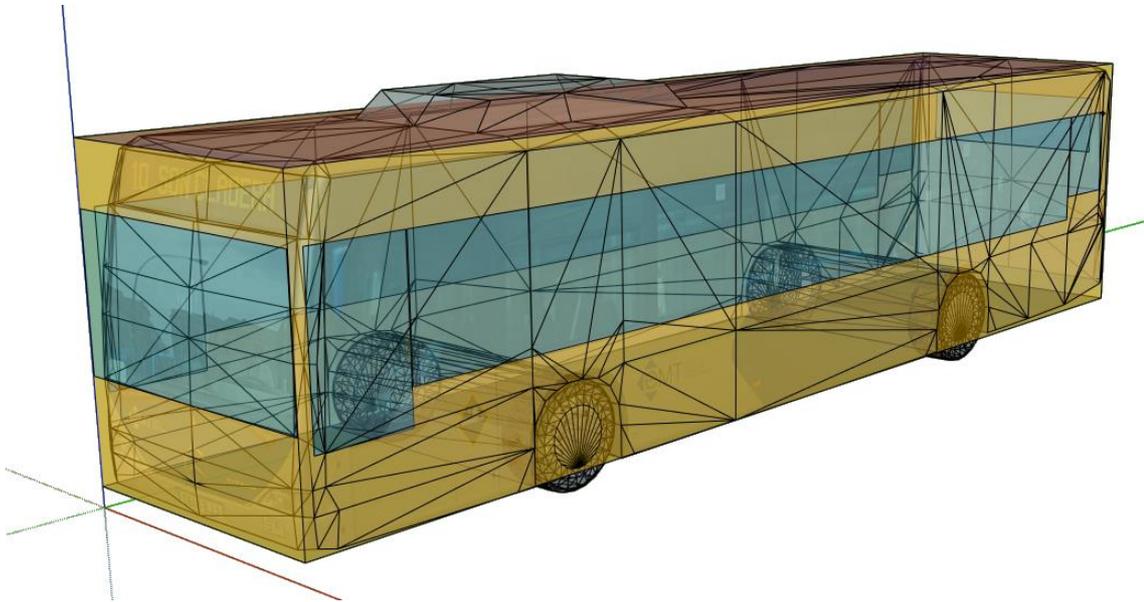


Figura 27: Modelo adaptado por TRNSYS3d en SketchUp para que la geometría sea exportable

Una vez acabado el modelo del autobús, se pueden editar todos los nombres generados por defecto al dibujar las zonas. Seleccionando cada zona por separado se realiza este cambio abriendo la ventana Object Info. Hay que repetir el mismo proceso para cada una de las mismas.

Antes de exportar la geometría a TRNSYS hay que cuidar la definición de las condiciones de adyacencia de todos los elementos que componen la epidermis; y en el caso de que se hubieran definido diferentes zonas, las características de la superficie común.

La manera más sencilla es esconder las zonas que no nos interesan y centrarse en la definición de las características de una zona a la vez.

A través de la ventana Object Info se puede definir el tipo de pared o de techo o de suelo que tenemos. Así se puede definir si son adyacentes, exteriores, contacto con el suelo o alguna condición especial; y se pueden definir las condiciones de contorno. Como base SketchUp pone todas las paredes como exteriores.

Se pueden definir las adyacencias de forma manual para cada elemento de la epidermis, siempre a través de la ventana Object info.

Una forma más rápida de hacerlo es a través de la ventana “surface matching”, que permite establecer las adyacencias entre zonas de forma automática, para todo el

modelo o solo para una selección.

Para verificar que todo esté bien, se usa la función Surface Search. Esta función permite una visualización por separado de las diferentes paredes.

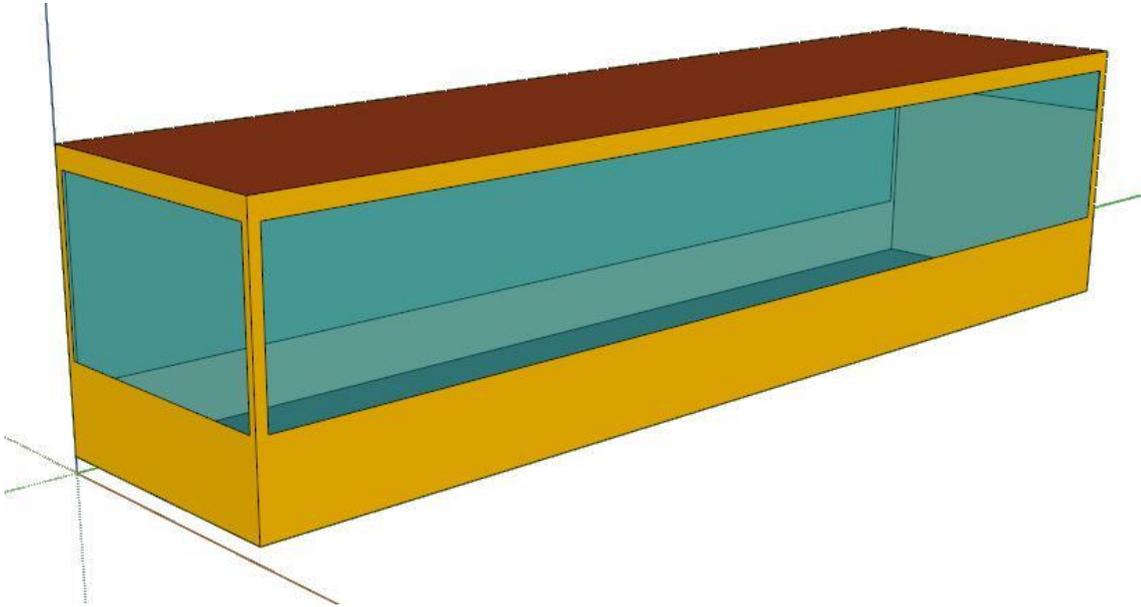


Figura 28: Geometría del autobús creada con TRNSYS3d y exportada a TRNBuild para ser utilizada en las simulaciones

Ahora vemos como transferir toda la información grabada en el modelo 3D en TRNSYS17 a partir del fichero con extensión .idf de Google SketchUp.

A través de la función “3D Building Project” que encontramos al generar un nuevo proyecto en Simulation Studio, obtenemos una guía que nos ayuda a generar de forma automática un modelo básico con TRNSYS17 (Figura 29).

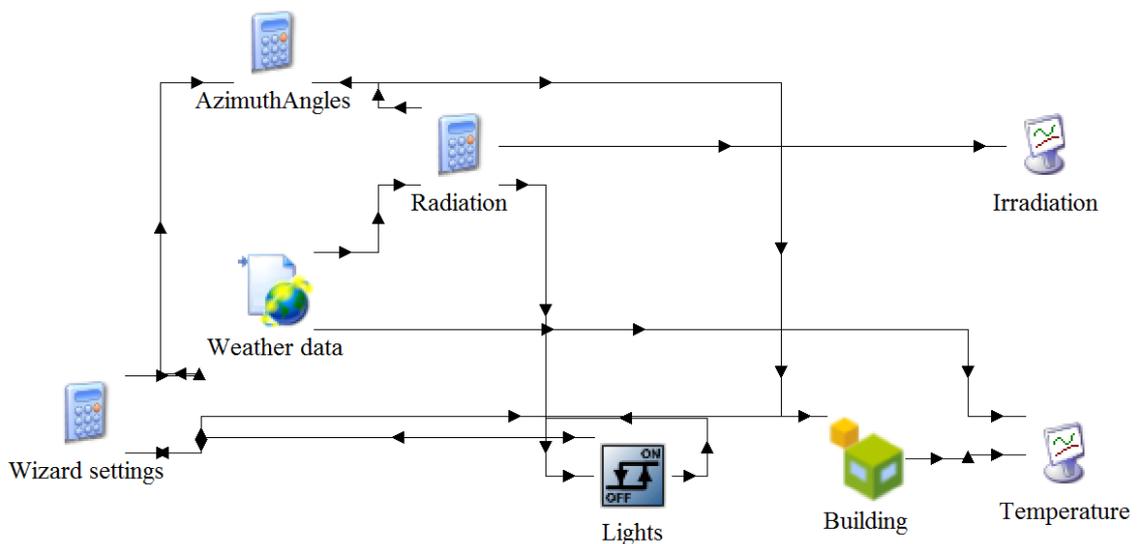


Figura 29: Proyecto TRNSYS creado por Simulation Studio tras importar la geometría de TRNSYS3d

En el modelo generado, cabe resaltar dos acciones importantes: 1) en el deck generado, se puede encontrar que el type 109 contiene el directorio del fichero meteorológico; 2) accediendo a TRNBuild mediante el type 56, se obtiene que el modelo geométrico realizado en SketchUp ha sido importado.

En cada zona podemos editar los elementos constructivos y todas las características de climatización y de ganancias. Los outputs puestos como default son la temperatura del aire de las zonas y las demandas sensibles.

Para que el deck esté listo para la simulación hay que cambiar la impresora por otra que genere un fichero de outputs, por ejemplo el type 65c. En este type definimos el nombre del fichero de output y conectamos todos los outputs del .bui con los inputs de la impresora.

Existe también la posibilidad de visualizar los outputs directamente en el modelo 3D de Google SketchUp. Para esto hay que poner en el deck el type 125, definir el tiempo de simulación, los inputs, y el nombre del fichero que se genera. Es un fichero tiene como extensión “.eso”.

Una vez acabada la simulación, nos ponemos otra vez en Sketchup, y allí podemos visualizar en primer lugar las sombras de un día tipo, por ejemplo el 22 de julio, a las 14:00 h (Figura 30). En Shadows Settings se puede además afinar la visualización de la sombra.

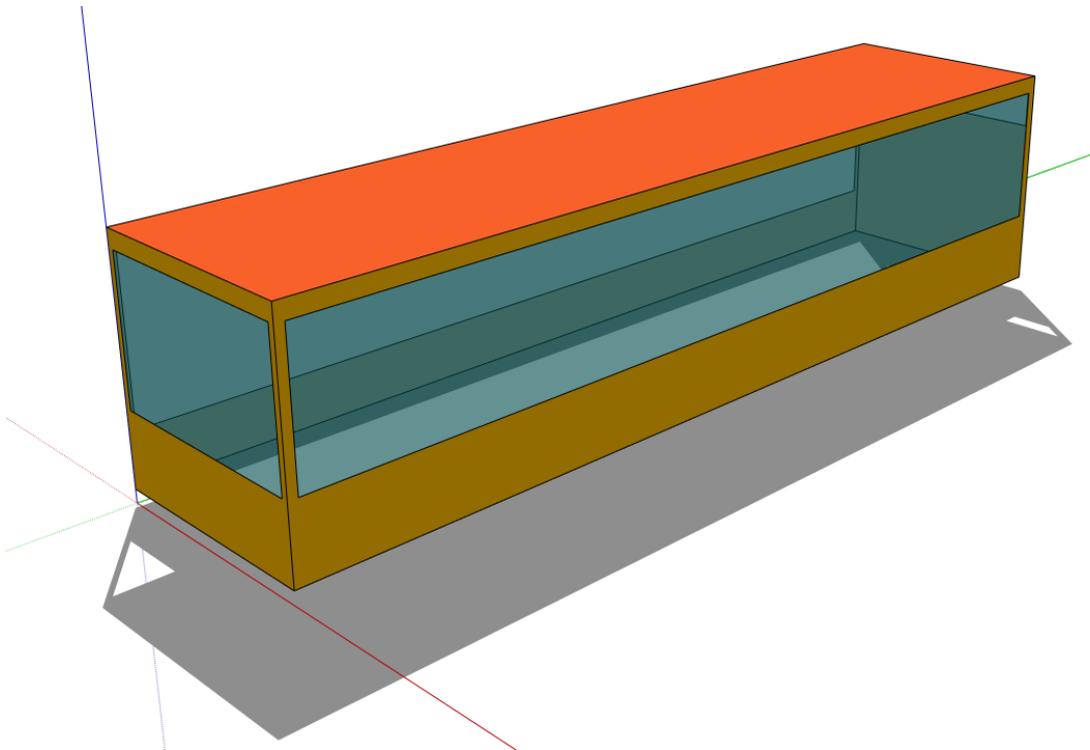


Figura 30: Representación de las sombras generadas en el autobús cuando este tiene una orientación tal que se encuentra mirando al sur

De la misma forma, se configura la modalidad de visualización de los outputs generados con el type 125, a partir del fichero generado por este type. Está bien poner siempre la leyenda de los colores al lado del modelo.

A través de la ventana Animation Settings se definen las características de la simulación, como el día, la hora, la velocidad del video, la posibilidad de repetirlo en continuación o no, etc.

En este punto es posible visualizar la animación de las sombras y además combinarla con la visualización de los outputs que hemos escogido, por ejemplo la temperatura del aire de cada zona en un día tipo de verano. Además de una comparación visual entre las zonas, poniendo el cursor encima de cada elemento, durante la animación o cuando esta esté parada, es posible visualizar la temperatura instantánea de cada zona.

3.6 DESCRIPCIÓN DEL MODELO DEL AUTOBÚS USANDO TRNBUILD

Como se ha explicado a lo largo del documento, siempre que se realiza un modelo matemático de un sistema real, debido a las hipótesis y simplificaciones, realizadas para salvar la complejidad de una definición estricta, existe un cierto margen de error. Es por esta razón, que el software de simulación elegido nos condiciona en cierta medida los resultados obtenidos, y es importante tener en cuenta como se han ido modelando cada uno de los componentes, para tomar consciencia de cuáles son exactamente los parámetros, y por tanto los fenómenos que se están considerando.

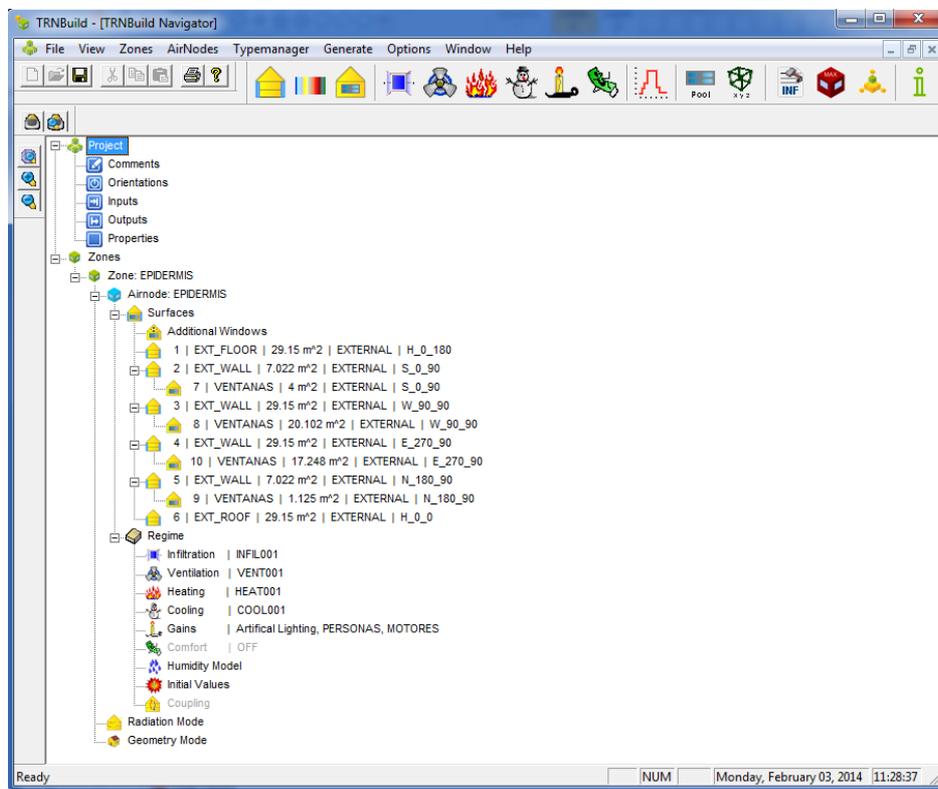


Figura 31: Interfaz del modelo térmico del autobús en TRNBuild

En este caso, el software de simulación elegido es TRNSYS, y la interfaz de definición del modelo térmico del autobús es TRNBuild (ver Figura 31). TRNBuild es una interfaz que nos facilita la forma de introducir las características del modelo térmico en un archivo capaz de ser leído por el TYPE 56, que es el modelo de edificio de TRNSYS. Una vez definido este archivo, el modelo para el cálculo de la demanda energética del autobús puede ser considerado como una caja negra, y TRNSYS nos permite estudiar su interacción con diferentes sistemas de climatización mediante variables de entrada / salida, y sin tener que variar los parámetros ya definidos.

Es importante resaltar que TRNBuild realiza el modelo térmico del autobús sin tener en cuenta la climatología. Los parámetros del modelo que dependan de las condiciones exteriores son tomados por TRNSYS como variables de entrada del TYPE 56.

A continuación, se pretende describir de una forma detenida y desglosada por tipología del intercambio energético, cómo se introducen todos los datos del modelo térmico del autobús en la interfaz de TRNBuild.

3.6.1 Orientación y Situación Demográfica del Autobús

Una vez abierta la interfaz TRNBuild, los primeros datos que se nos exigen aparte de una descripción del proyecto, son: la orientación de las distintas superficies definidas en el modelo geométrico del autobús, que si son exportadas desde TRNSYS3d, se cargan automáticamente; y la situación demográfica del autobús, donde se indica el hemisferio en el que nos encontramos.

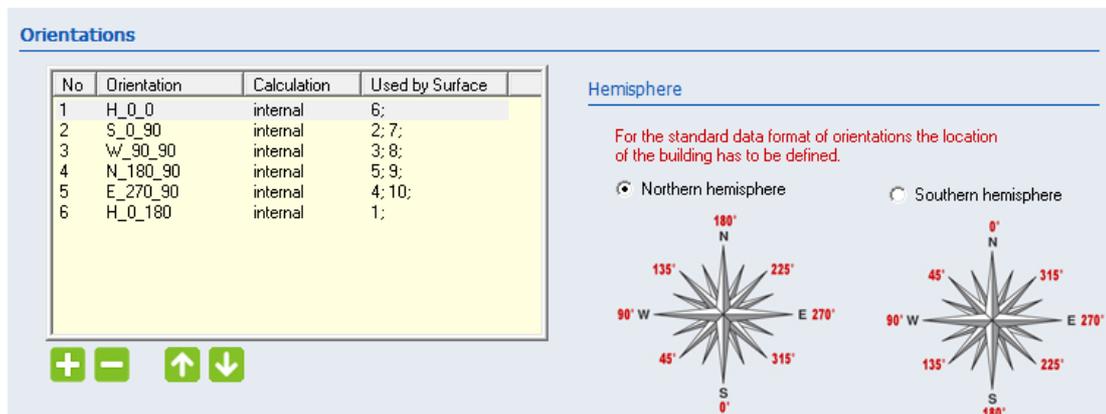


Figura 32: Ventana principal para la definición de la orientación y situación demográfica

3.6.2 Elementos Constructivos de la Carrocería

Para el modelado de los elementos constructivos de la carrocería, TRNSYS al igual que la mayoría de los softwares de cálculo de demanda de espacios climatizados, hace especial distinción entre los elementos opacos y las ventanas. Pues, como se ha explicado

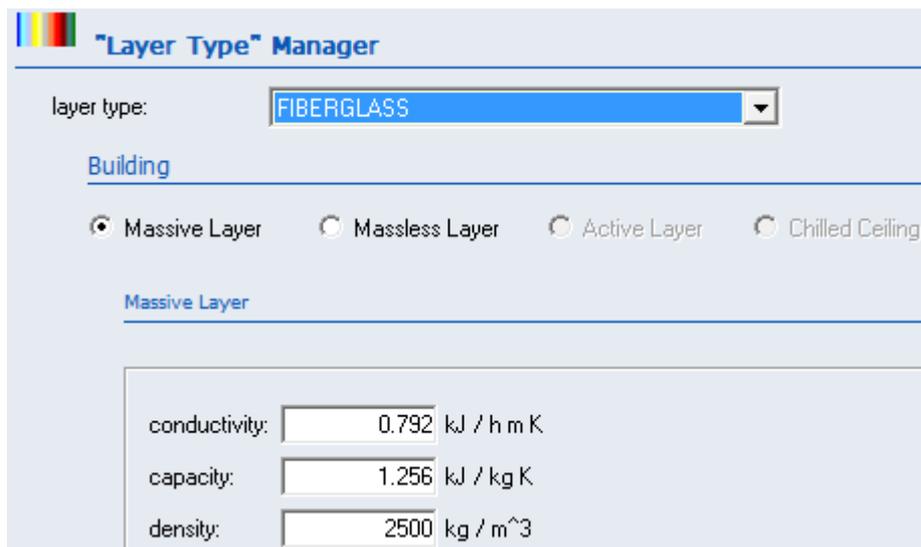
anteriormente, los fenómenos de radiación son complejos, y requieren de un análisis detallado de todos los factores.

3.6.3 Definición de las Características Térmicas de los Materiales

Los materiales opacos de la carrocería se pueden definir de distinta manera dependiendo de si se quiere o no tener en cuenta el efecto de la inercia térmica, es decir, como materiales con o sin masa:

- Materiales con masa: es necesario especificar su conductividad, capacidad calorífica, densidad y espesor (Figura 33).
- Materiales sin masa: se definen como una resistencia térmica, y puede componer una o más capas del elemento de la epidermis.

Para el caso de las ventanas, la definición del tipo de vidrio requiere una especial mención y puede verse en el Apartado 3.6.5.



The screenshot shows the "Layer Type" Manager interface. At the top, there is a rainbow-colored icon and the title "Layer Type" Manager. Below the title, there is a "layer type:" label and a dropdown menu currently showing "FIBERGLASS". Underneath, there is a "Building" section with four radio button options: "Massive Layer" (which is selected), "Massless Layer", "Active Layer", and "Chilled Ceiling". Below this, there is a "Massive Layer" section with three input fields: "conductivity:" with the value "0.792" and units "kJ / h m K", "capacity:" with the value "1.256" and units "kJ / kg K", and "density:" with the value "2500" and units "kg / m³".

Figura 33: Definición de un material con masa en TRNBuild

3.6.4 Elementos Opacos

Los elementos opacos de la carrocería se refieren a los elementos de la envolvente térmica (techo, pared y suelo). Y se introducen en el modelo a partir de una o más capas de los materiales definidos con o sin masa, e introduciendo o no su espesor. La Figura 34 muestra como ejemplo la definición del elemento pared de nuestro modelo, y todos los parámetros que son requeridos por el mismo.

A parte, para que el elemento quede totalmente definido, es necesario introducir para

cada elemento tanto para su superficie interior como para la exterior:

- *Los coeficientes de película*

Para obtener la transmitancia global de la pared es necesario definir un coeficiente de película exterior (back) e interior (front), donde se tenga en cuenta la transferencia de calor por convección del elemento. Para el caso de la superficie interior, el valor de este coeficiente está relacionado con el sistema de impulsión del aire de climatización/ventilación, y con los fenómenos de convección natural que existan dentro de la zona. Sin embargo, para la superficie exterior, el valor de este coeficiente depende de la velocidad relativa entre el viento exterior y la velocidad media de crucero.

The screenshot shows the 'Wall Type' Manager interface for 'EXT_WALL'. It features a table of layers, a list of material options, and various thermal and convective parameters.

No.	Layer	Thickness	Type
1	FIBERGLASS	0.008	massive
2	PUR	0.013	massive
3	AIR		massless
4	FIBERGLASS	0.008	massive

Material options list: <- new ... <<- Library ... FIBERGLASS AIR WOOD_PANEL PUR

back

total thickness: 0.029 m

u - value: 1.130 W/m² K for reference only
(incl. alpha_i=7.7 W/m² K and alpha_o=25 W/m² K !)

Solar Absorptance of Wall

front: 0.7

back: 0.7

Longwave Emission Coefficient

front: 0.9

back: 0.9

Note:
The emissivity of inside surfaces are applied by the detailed longwave radiation mode only!
For the standard model fixed values of 0.9 are used.

Convective Heat Transfer Coefficient of Wall

front

userdefined internal calculation

floor ceiling vertical wall

back

userdefined internal calculation

64 kJ/h m² K

Figura 34: Definición del elemento pared de la carrocería en TRNBuild

- *La emisividad de onda larga*

El fenómeno de transferencia de calor por radiación de onda larga es tenido en cuenta a través de la emisividad, el valor de este parámetro es propio del material; y regula, por un lado el intercambio de calor entre las superficies y elementos interiores, y por otro el intercambio de las superficies exteriores con el cielo.

- *La absorptividad de onda corta*

La radiación solar es absorbida por los elementos opacos de la carrocería dependiendo de la absorptividad de los mismos, el valor de este parámetro depende fundamentalmente del color.

3.6.5 Ventanas

El modelo térmico de una ventana es relativamente complejo en TRNSYS, ya que se permite analizar en detalle todos los elementos y protecciones existentes. Para la definición de un tipo de ventana, en TRNBuild se hace la siguiente división de sus características (ver Figura 35):

The screenshot shows the "Window Type" Manager interface. The window type is "VENTANAS". The Glazing section includes: ID number (11004), slope of window (90 degree), u-value (5.53 W/m² K), g-value (0.797 %/100), and ID spacer (5, No spacer). The Frame section includes: area frame/window (0 %/100), solar absorptance (0.6), c-value (10.9091 kJ/h m² K), and emissivity (0.9). Optional Properties of Shading Devices include: Additional Thermal Resistance (internal device: 0 h m² K/kJ, external device: 0 h m² K/kJ), Reflection Coefficient of Internal Device (towards window: 0.5 %/100, towards zone: 0.5 %/100), Radiation depending shading control (internal model) (Close if total radiation on window >: 3600 kJ/h m², Open if total radiation on window <: 0 kJ/h m²), and Emissivity of Internal Device towards zone (0.9). Convective Heat Transfer Coefficient of Window (glazing + frame) is set to 64 kJ/h m² K.

Figura 35: Definición de una ventana de la pared en TRNBuild

- *Vidrio*

La definición de un acristalamientos en TRNBuild es relativamente compleja, pues debe definirse en un software aparte, y posteriormente exportar todas sus características ópticas y térmicas al entorno de TRNSYS.

El software WINDOW fue creado por la universidad de Berkley California, y se usa para caracterizar acristalamientos (Figura 36). Si se necesita simular los acristalamientos de una zona o espacio acondicionado, TRNSYS necesita que se le aporten una serie de datos en forma de fichero de texto, y WINDOW está preparado para dar como salida este fichero. Para que el programa WINDOW de como salida este fichero con los datos es necesario elegir Report Type DOE-2. TRNSYS está preparado para leer las características ópticas de los acristalamientos en el formato que usa el DOE. En TRNSYS 15 el fichero con los datos de los acristalamientos se incorporaban en la simulación en el Type56 mientras que en el TRNSYS 16 estos datos se incorporan en TRNBuild.

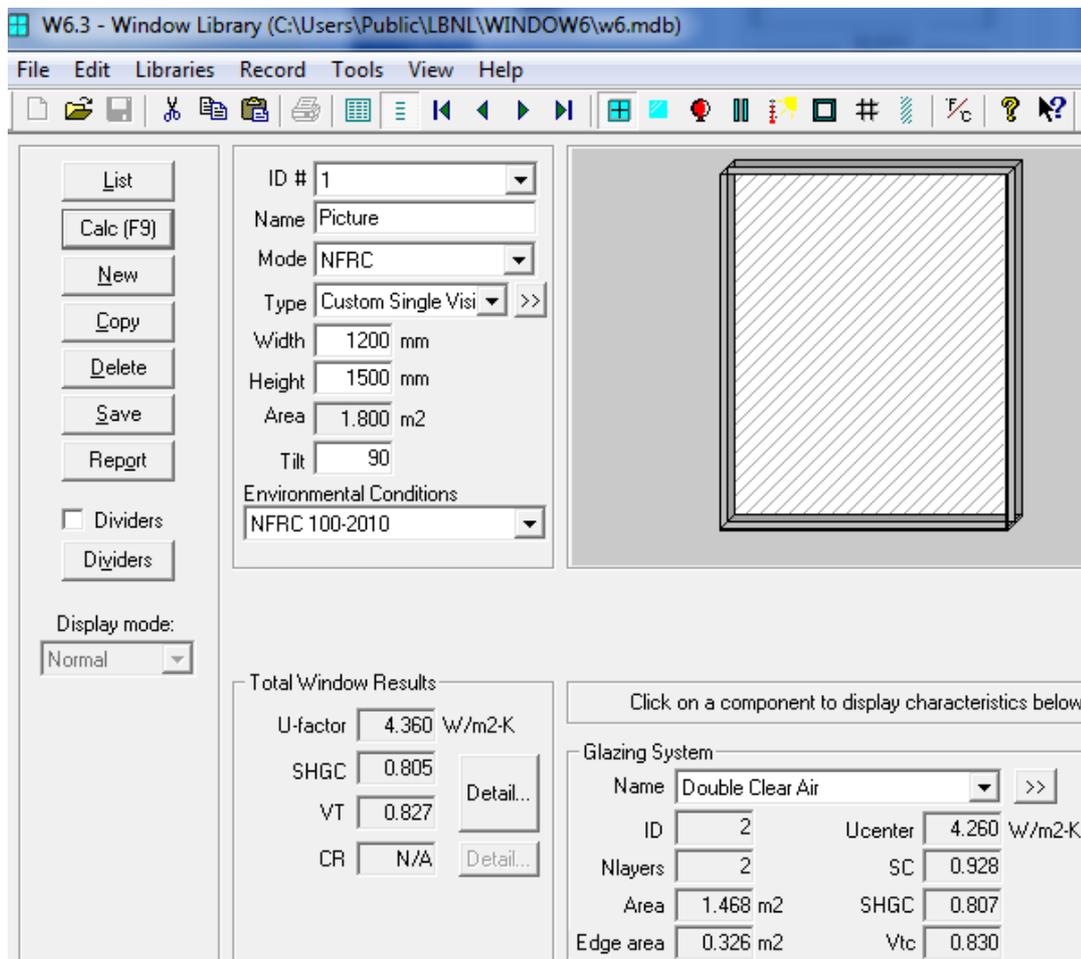


Figura 36: Interfaz del software WINDOW 6.0 para la definición de nuevos vidrios en TRNBuild

- *Marco*

El marco se define por su porcentaje de área frente al de ventana total, su transmitancia y su absorptividad solar. En nuestro modelo se ha despreciado el efecto térmico de marco.

- *Propiedades de las protecciones de sombreado*

Los elementos de sombreado de una ventana, como pueden ser cortinas, persianas, etc. Se caracterizan térmicamente por su capacidad de bloquear la radiación solar, y por su adicional resistencia térmica. En TRNBuild estos elementos pueden ser tanto interiores como exteriores a la ventana, y hay abierto un gran abanico de parámetros que nos permite ajustarnos al elemento de sombreado elegido y a su frecuencia de uso, en caso de depender este de los ocupantes.

- *Coefficiente convectivo global de la ventana (vidrio+marco)*

Para el caso de coeficiente convectivo o de película se realiza la misma consideración que para un elemento opaco (ver Apartado 3.6.4).

3.6.6 Infiltraciones

Las infiltraciones se introducen en TRNBuild como una tasa de renovaciones por hora de aire exterior. En el modelo térmico del autobús, existen dos términos para las infiltraciones: El primero varía con el uso (1.165 ren/h), y depende de los ciclos de apertura/cierre de puertas para la carga y descarga de pasajeros; el segundo es un término fijo que se debe a la estanqueidad de los elementos de la epidermis (0.129 ren/h).



Figura 37: Intercambio de aire debido a las infiltraciones

3.6.7 Ventilación

La ventilación mínima requerida por la normativa UNE-EN 14750, que define los parámetros de confort de vehículos urbanos, depende del número de personas que se encuentran viajando en el autobús, es decir, del perfil de ocupación. En TRNBuild es

posible definir diferentes perfiles para el tratamiento de las variables, por tanto como se muestra en la Figura 38, el flujo de aire fresco nominal se pondera por la variable OCCUPATION donde ha sido definido el perfil diario de ocupación del autobús.

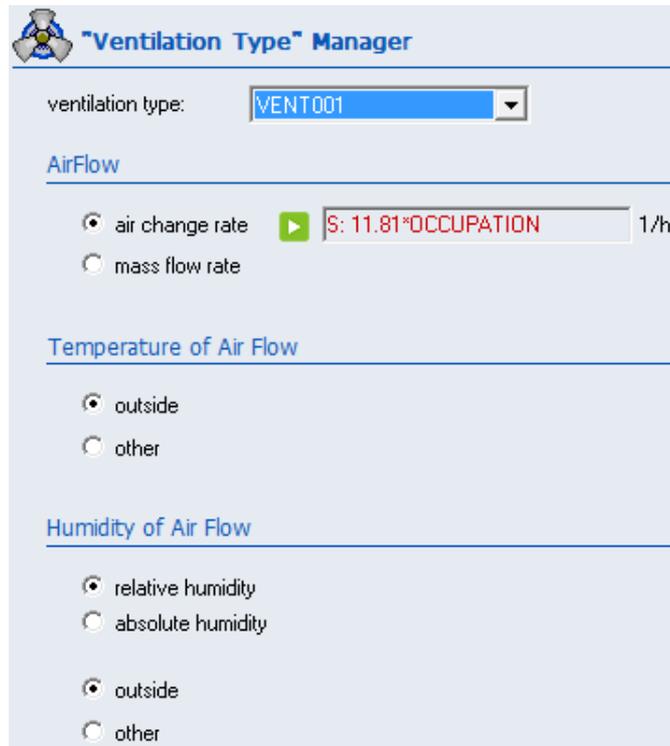


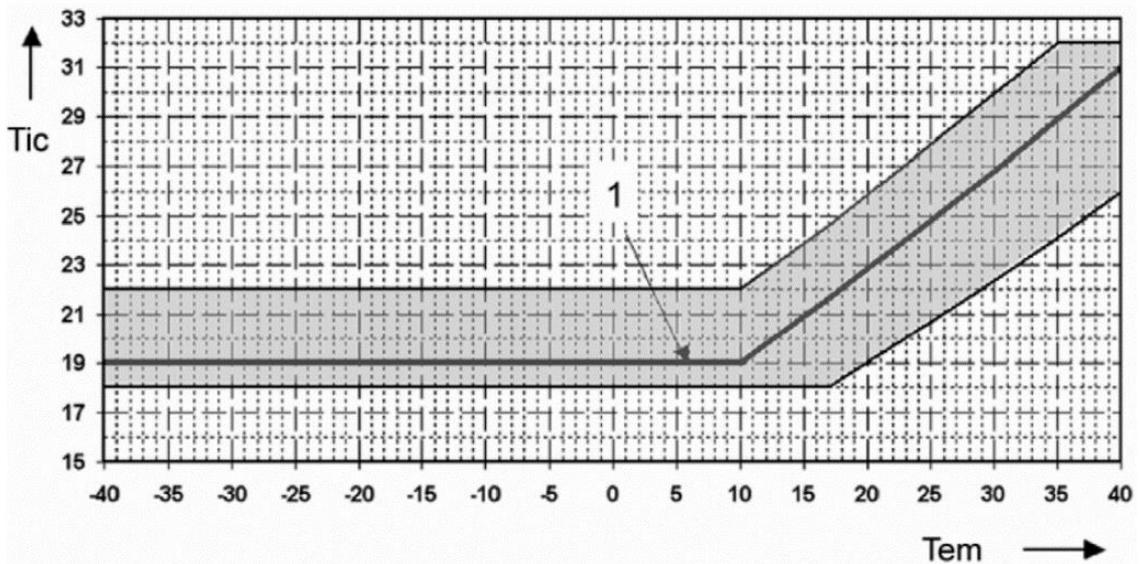
Figura 38: Flujo de aire fresco de ventilación

Otras características que se permite contemplar en TRNSYS, para el diseño del sistema de ventilación es permitir la recuperación de calor, y la humidificación/deshumidificación del flujo de aire de entrada.

3.6.8 Control de la Calefacción

TRNBuild es capaz de hacer interactuar el espacio acondicionado con el sistema de climatización. Pero, como el objetivo de este estudio es obtener la demanda térmica del autobús, vamos a suponer un sistema de climatización ideal que entrega la potencia necesaria en cada instante de tiempo que asegura el confort térmico especificado por la normativa. La consigna de calefacción fija la temperatura mínima a la que va a encontrarse el aire interior de la zona que asegura el confort, a partir de las condiciones exteriores (ver Figura 39).

Obviamente, en el modelo hay que indicar que el autobús no estará acondicionado fuera de su periodo de funcionamiento.



Leyenda:

- Tem Temperatura exterior media, en °C
- Tic Ajuste de la temperatura interior, en °C
- 1 Curva recomendada para vehículos de Categoría B

Figura 39: Curva de la consigna de calefacción en función de las condiciones exteriores

El sistema de calefacción propio en autobuses no contempla la humidificación, puesto que los pasajeros introducen una carga latente lo suficientemente alta para que no aparezca el disconfort por un aire excesivamente seco (Figura 40).

"Heating Type" Manager

heating type: HEAT001

Room Temperature Control

set temperature: I: 1*SP_CALEFACCION °C

Heating Power

unlimited

limited: S: 1e+010*USE kW/h

radiative part: 0 %/100

Humidification

off

on

Figura 40: Tratamiento de la calefacción en el modelo de TRNBuild

3.6.9 Control de la Refrigeración

El tratamiento para la refrigeración en TRNBuild es idéntico, al que se ha tenido para calefacción (Apartado 3.6.8); pero, con la salvedad de que en este caso la deshumidificación sí está contemplada para asegurar no existe un exceso de humedad que pueda producir discomfort. La consigna de la humedad, al igual que para la carga sensible, se da en función de la temperatura interior.

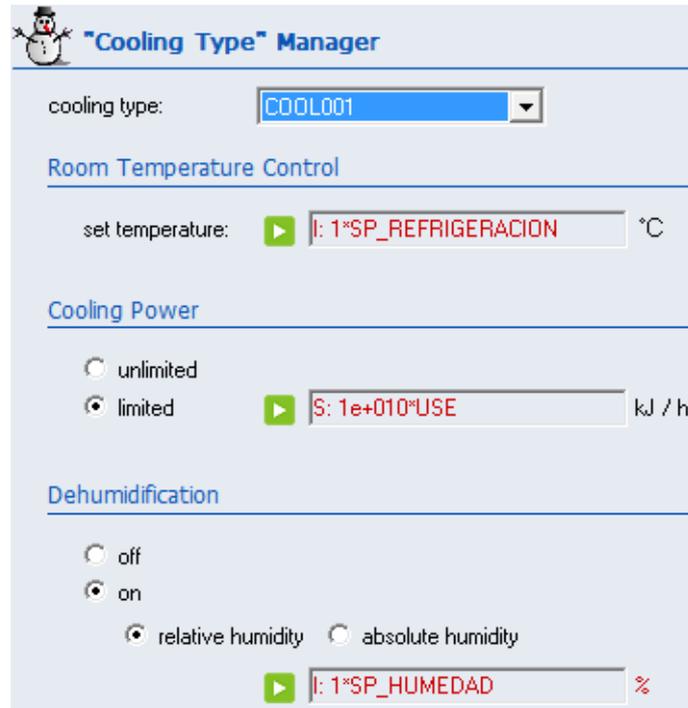


Figura 41: Tratamiento de la refrigeración en el modelo de TRNBuild

3.6.10 Ganancias Internas por Ocupación

Las ganancias por ocupación son debidas al calor sensible + latente que genera una persona vestida con un grado de actividad determinado. TRNBuild nos permite modelar este efecto térmico atendiendo a una de las siguientes normativas:

- ISO 7730 (norma europea)
- VDI 2078 (norma alemana)

En nuestro caso, como hemos basado nuestro modelo para cumplir la normativa específica para vehículos urbanos (UNE-EN 14750), no se ha utilizado la normativa propuesta por TRNSYS, y se ha definido un tipo nuevo de ganancia para las personas (Figura 42).

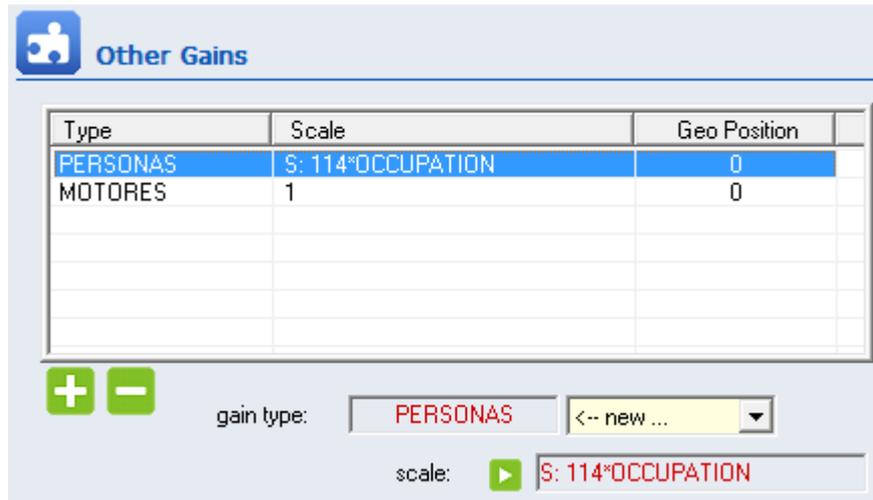


Figura 42: Carga térmica interior del autobús debida a la ocupación



Figura 43: Carga térmica interior aportada por un pasajero

El calor emitido por una persona normalmente vestida, según el Anexo D de la mencionada normativa, tiene una dependencia con la temperatura interior medio de la zona. Estas curvas se han introducido en TRNSYS como ecuaciones cúbicas, y son parámetros de entrada para nuestro modelo de TRNBuild. Las variables de entrada: SENSIBLE, LATENTE; se pueden observar en la Figura 43.

Además el modelo de carga térmica interna permite hacer una descomposición del flujo de calor sensible, en una parte convectiva y otra radiante; para el caso de una persona los porcentajes son 66.67% y 33.33%, respectivamente.

3.6.11 Ganancias Internas por Iluminación

La potencia instalada en iluminación del autobús es de 100 W, en el modelo térmico se considera que las luminarias están encendidas cuando la radiación solar que entra por las ventanas desde el exterior no es suficiente. El criterio de encendido/apagado seguido, ha sido poner como límite una radiación solar sobre la horizontal de 80 W/m²; bajado este límite las luminarias se encienden para compensar la reducción de la visibilidad.



Figura 44: Carga térmica interna por iluminación

3.6.12 Ganancias Internas de los Motores

En el modelo, no se va a considerar despreciable el efecto de la carga térmica introducida por los motores que vehiculan el caudal de aire del sistema de climatización. La ganancia debida a este fenómeno es la resultante del 15% de la energía eléctrica consumida por los motores, y presenta un valor equivalente al sistema de iluminación e igual a 100 W.



Figura 45: Ganancia térmica debida a los motores del sistema de impulsión de la climatización

3.6.13 Modelos de Radiación

Dependiendo de la fidelidad que queramos obtener de nuestro modelo respecto al análisis del efecto de la radiación, TRNSYS nos ofrece la posibilidad de elegir entre un modelo de radiación estándar y un modelo detallado (Figura 46), haciendo para ello diferencia entre los distintos tipos de radiación considerados:

- Radiación directa de onda corta
- Radiación difusa de onda corta
- Intercambio de radiación de onda larga en una zona

Radiation Modes of Thermal Zone

Solar to air factor

Solar to air factor:

Beam radiation distribution

Standard model (user defined distribution factors GEOSURF)

Detailed model (external windows: geometric distribution; adjacent windows: user def. distribution)

Diffuse radiation distribution

Standard model (absorption area weighted)

Detailed model (based on view factors)

Longwave radiation exchange within a zone

Standard model (starnet model)

Simple model (one node model with combined heat transfer coeff.)

Detailed model (based on view factors)

Note:
For longwave radiation, multiple airnodes and inside userdefined emissivities of surface can be handled by the detailed model only !!!

Figura 46: Modos de radiación de la zona térmica

Además, TRNSYS hace la consideración de que una parte de la radiación que entra por las ventanas tiene la capacidad de convertirse directamente en energía térmica convectiva del Nodo de aire. Esto se indica mediante el valor del “solar to air factor”.

La variación del “solar to air factor”, debido a la gran superficie de área vidriada de los autobuses, hace que los resultados de la carga térmica sean considerablemente

sensibles. Obviamente, aunque en las simulaciones iniciales se suponga un valor nulo de este parámetro, su valor no debe ser despreciado; pues, existen elementos/personas interiores que disponen de una cierta masa y provocan un bloqueo de la radiación sobre las correspondientes superficies, que hacen este fenómeno más pronunciado.

Si lo que se desea es un cálculo de la carga térmica conservador, sería conveniente indicar que el “solar to air factor” es igual a 1; esto implica que toda la radiación que atraviesa las ventanas pasa directamente al Nodo de aire del espacio a acondicionar, e incrementa la potencia punta que debe satisfacer el sistema de climatización. Esta hipótesis es la que normalmente hacen los cálculos de carga punta estáticos, realizados por la mayoría de compañías de sistema de climatización para vehículos, ya que un sobredimensionado del sistema suele aumentar la satisfacción de los usuarios; por ejemplo, con un sistema de mayor potencia, se reducen los tiempos de puesta en marcha cuando en verano el vehículo ha llevado mucho tiempo expuesto a la radiación solar y la tempera interior es muy elevada.

4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

El cálculo de la carga térmica es el punto de inicio imprescindible en el diseño de cualquier instalación de climatización, ya que nos permite obtener la potencia máxima de refrigeración y calefacción necesaria para asegurar unas condiciones de confort permanentes en el interior de un habitáculo.

Si calentamos o enfriamos aire húmedo, y se produce condensación de su humedad, o inyectamos agua al aire (lo humedecemos), el calor necesario para el proceso lo dividimos en calor sensible y calor latente:

- Calor sensible es el necesario para variar la temperatura del aire.
- Calor latente es el necesario para evaporar el agua (hay que aportar calor), o condensar el agua (hay que quitar calor).

En el dimensionamiento de la potencia máxima de un sistema de climatización, las variables de salida que nos interesa conocer son la demanda térmica horaria de calefacción y refrigeración, que son necesarias combatir para satisfacer las condiciones de confort definidas en el interior del autobús. En climatización tenemos que tener claro que la potencia frigorífica de una máquina de aire acondicionado se reparte entre enfriar el aire (calor sensible), y quitarle humedad (calor latente).

A la hora de analizar los resultados de demanda de climatización, es interesante tener en cuenta dos aspectos: la carga punta que se demanda al sistema de climatización (kW), porque nos condiciona el dimensionamiento del mismo; y la energía mensual demanda (kWh), porque nos da una idea de lo térmicamente eficiente que es el autobús.

Para obtener los resultados de carga térmica es necesario plantear un escenario donde correr las simulaciones del modelo, es decir, elegir una climatología. Como en principio, el lugar de funcionamiento del autobús es desconocido, el sistema de climatización debe satisfacer un rango de zonas climáticas representativas; para ello, se van a utilizar las 3 zonas que define la norma UNE-EN 14750.

En este apartado, se pretende hacer un análisis de la carga punta obtenida en cada una de las zonas tipo (Zona I, Zona II, y Zona III), atendiendo a la carga punta global que tendría que ser capaz de proporcionar un sistema de climatización dimensionado para trabajar en las diferentes climatologías elegidas. Conjuntamente, se pretende hacer una comparativa entre los resultados obtenidos por el modelo dinámico, y los resultados que

se obtendrían en un cálculo estático con valores promedios; para de esta forma justificar si es necesario el modelado de los autobuses para el diseño de su sistema de climatización, o es simplemente suficiente un cálculo menos preciso.

4.1 SELECCIÓN DE LOCALIDADES

El análisis de las diferentes normativas sobre zonificación climática ha puesto de manifiesto que existe un desarrollo débil, constatándose únicamente dos países, España y Francia, donde existe legislación específica al respecto, y dos normativas europeas sobre climatización en vehículos ferroviarios.

Para determinar las localidades en las que estudiar el comportamiento térmico del autobús, es necesario tener en cuenta dos premisas:

- El conjunto de localidades deben barrer todas las posibilidades climáticas posibles. Climas de verano extremo, invierno extremo y verano e invierno moderado.
- Desde un punto de vista de política de expansión internacional de las empresas involucradas en el proyecto, el rango de actuación debe ser europeo.

A partir de los razonamientos anteriores, y para asegurar que se barran todas las climatologías en Europa, se va a considerar la zonificación climática desarrollada en la norma UNE EN 14750. Cabe recordar que en dicha norma, se distingue entre tres zonas climáticas de invierno y tres de verano.

Las localidades seleccionadas, de entre las posibles, que barren todas las climatologías son:

Ciudad (País)	Zona Invierno	Zona Verano
Madrid (España)	I	I
París (Francia)	II	II
Estocolmo (Suecia)	III	III

Tabla 2. Localidades seleccionadas para análisis de demanda térmica en autobuses.

Estocolmo, capital de Suecia, se encuentra en situada en zona climática III de invierno y III de verano, lo que indica que posee un invierno extremo y un verano suave. Esta localidad permitirá comprobar la eficacia del sistema de calefacción del autobús y la condensación en las superficies frías del mismo.

Como caso opuesto se ha seleccionado Madrid, con un verano extremo (zona climática de verano I) y un invierno suave (zona climática de invierno I).

Por último, París, según la clasificación climática, se encuentra en zona II de verano e invierno, lo que indica que a lo largo del año la climatología es moderada.

A continuación, se muestra para cada localidad seleccionada una tabla resumen de las condiciones climáticas según el mes del año. Las tablas incluyen la temperatura media, la radiación solar sobre superficie horizontal y velocidad de viento media, y las condiciones ambientales extremas: temperatura mínima y máxima y la radiación solar máxima (sup. horizontal). Los datos climáticos de cada región se han obtenido del año meteorológico tipo (TMY) de la herramienta informática “Meteonorm”.

MES	MAGNITUDES MEDIAS				MAGNITUDES EXTREMAS		
	Temp. Diurna (°C)	Temp. Nocturna (°C)	Radiación solar (W/m ²)	Vel. Viento (m/s)	Temp. Mínima (°C)	Temp. Máxima (°C)	Radiación solar (W/m ²)
Enero	7,8	3,1	237	2,5	-4,55	15,3	543
Febrero	10,3	3,7	258	2,4	-3,55	19,3	681
Marzo	13,1	5,6	398	2,6	-2,2	21,9	863
Abril	14,9	8,0	386	3,2	-1,45	23,8	955
Mayo	19,1	12,0	469	2,6	3,5	29,2	980
Junio	24,4	15,8	498	2,8	6,25	33,5	1.016
Julio	28,8	19,8	504	2,7	9,3	36,7	1.014
Agosto	28,2	19,6	483	2,5	9,6	35,6	941
Septiembre	23,7	16,4	410	2,7	7,65	33,4	856
Octubre	17,7	11,3	311	2,3	3,15	26,7	759
Noviembre	11,4	6,2	213	2,6	-2,65	20,8	577
Diciembre	8,2	3,8	173	2,2	-5,6	18,3	461

Tabla 3. Condiciones climáticas de Madrid (Zona I)

MES	MAGNITUDES MEDIAS				MAGNITUDES EXTREMAS		
	Temp. Diurna (°C)	Temp. Nocturna (°C)	Radiación solar (W/m ²)	Vel. Viento (m/s)	Temp. Mínima (°C)	Temp. Máxima (°C)	Radiación solar (W/m ²)
Enero	4,2	1,5	95	4,9	-7,75	12,6	376
Febrero	4,9	1,6	151	4,8	-7,25	14,3	547
Marzo	7,8	3,5	206	4,5	-4,1	17,7	768
Abril	11,1	6,4	278	4,6	-2,05	21,4	844

Mayo	15,3	9,9	297	4,2	1,55	25,8	924
Junio	18,3	12,8	315	4,1	5,4	28,7	942
Julio	20,5	14,5	328	3,8	6,25	31,3	949
Agosto	20,2	14,4	320	3,3	5,95	30,7	854
Septiembre	16,7	11,7	258	3,8	4,15	25,1	746
Octubre	12,7	8,5	180	4,1	0,65	21,0	589
Noviembre	7,5	4,5	120	4,2	-3,85	14,9	424
Diciembre	4,9	2,6	78	4,8	-5,55	13,7	290

Tabla 4. Condiciones climáticas de París (Zona II)

MES	MAGNITUDES MEDIAS				MAGNITUDES EXTREMAS		
	Temp. Diurna (°C)	Temp. Nocturna (°C)	Radiación solar (W/m ²)	Vel. Viento (m/s)	Temp. Mínima (°C)	Temp. Máxima (°C)	Radiación solar (W/m ²)
Enero	-2,9	-5,0	52	4,1	-19,4	5,0	196
Febrero	-3,8	-6,7	109	4,5	-19,7	4,8	392
Marzo	0,2	-3,4	192	4,3	-13,2	9,3	564
Abril	5,2	0,9	255	4,3	-7,8	14,6	735
Mayo	11,4	6,1	319	4,1	-3,0	21,7	807
Junio	16,0	11,4	327	4,2	2,6	22,5	834
Julio	18,7	13,7	299	3,8	5,8	28,3	820
Agosto	17,6	12,7	276	3,6	3,5	25,5	689
Septiembre	12,8	8,7	206	3,8	-0,3	21,7	601
Octubre	7,9	5,1	124	4,2	-4,3	14,9	333
Noviembre	2,6	0,6	63	4,0	-8,4	11,1	256
Diciembre	-1,4	-3,0	43	4,1	-17,0	6,7	118

Tabla 5. Condiciones climáticas de Estocolmo (Zona III).

Como se observa de las tablas anteriores, las condiciones mínimas y máximas para los regímenes de calefacción y refrigeración superan las exigencias de la norma UNE EN 14750. La única condición que no se cumple es la temperatura ambiente máxima del régimen de verano de la zona I (Madrid), en la que la normativa fija un máximo de 40 °C y la obtenida del fichero meteorológico es 36,7 °C. Se consideran unas condiciones válidas al ser el nivel de radiación solar máximo superior al establecido por la normativa

(1.014 W/m² frente a 800 W/m²).

Para poder comparar las localidades entre sí y observar sus diferencias climáticas, en las figuras siguientes se representa sus temperaturas mínima, máxima y la radiación solar máxima, diferenciadas por mes.

Como aparece, en la Figura 47 desde un punto de vista de las temperaturas máximas y mínimas queda acreditada la diferencia climática entre las tres localidades. Por mes, la diferencia media de temperatura mínima entre las localidades en zona I y zona III es de 9 °C, y la diferencia de temperatura máxima de 11 °C. Del mismo modo, la radiación solar difiere sustancialmente a lo largo de todo el año, siendo la diferencia media entre la zona I y III de 275 W/m².

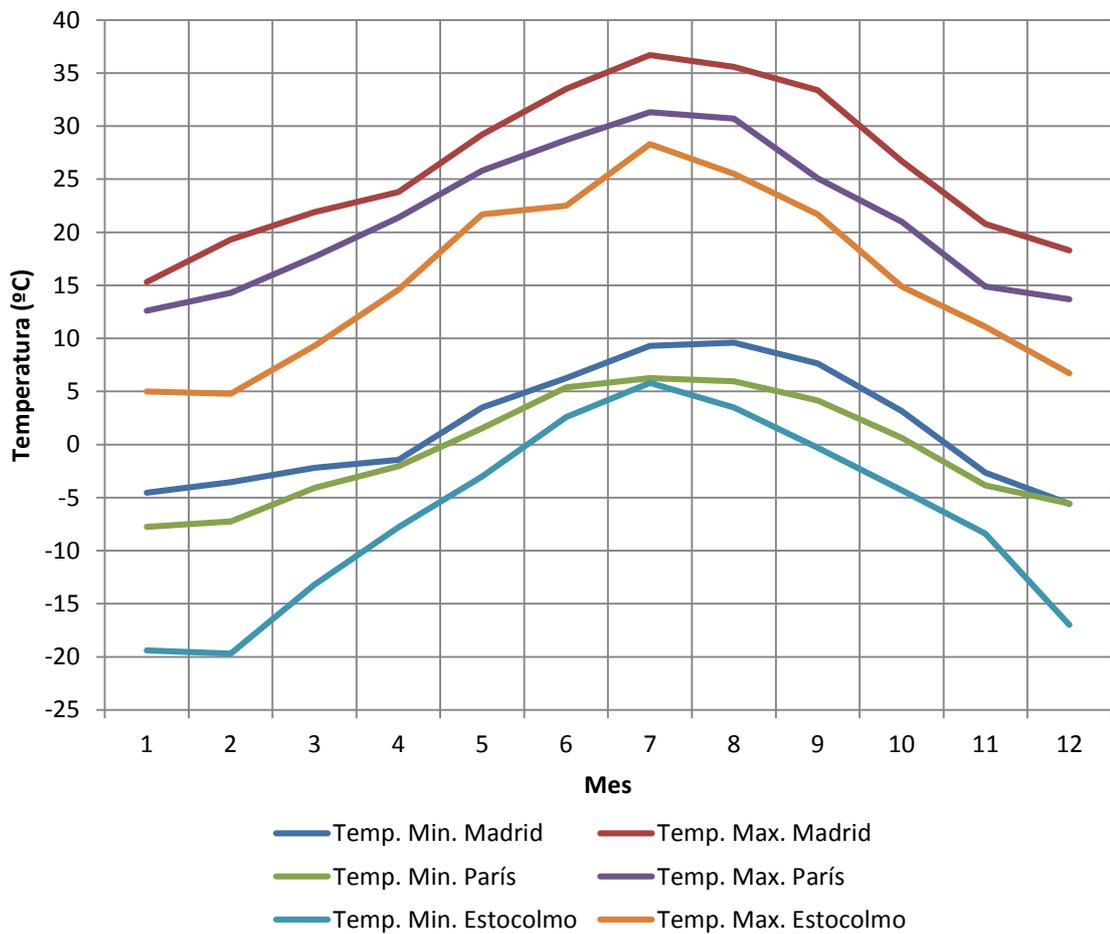


Figura 47. Temperaturas máximas y mínimas en las ciudades a estudio

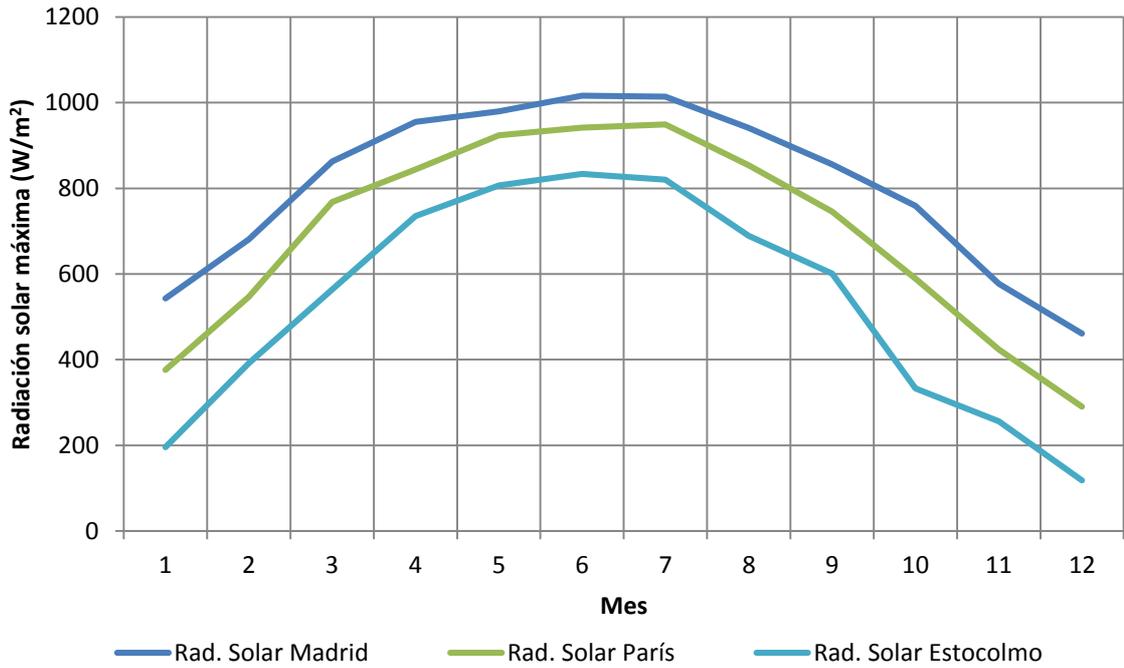


Figura 48. Radiación solar máxima en las ciudades a estudio

4.2 RESULTADOS DE LA CARGA TÉRMICA OBTENIDOS DEL MODELO DINÁMICO

Una vez planteado el modelo dinámico TRNBuild del autobús, disponemos de una herramienta de optimización del consumo energético del autobús, donde se puede obtener información de todas las variables implicadas en valor de la carga térmica de calefacción y refrigeración. Sin embargo, este apartado está orientado al dimensionado de un sistema de climatización apto para trabajar en cualquiera de las tres climatologías que hemos definido como tipo; y no a la optimización de los parámetros de diseño. Par el diseño de un sistema de climatización, vamos por tanto a atender a las variables de salida que representan la carga punta mensual máxima de la demanda de calefacción y refrigeración (sensible + latente). Ver Figura 49, Figura 50 y Figura 51; y el consumo energético mensual asociado.

Los resultados aquí mostrados son simulados en TRNSYS con los ficheros climáticos de las localidades representativas a cada una de las zonas definidas en la norma: Madrid, París y Estocolmo; respectivamente. Pues, no existen ficheros climatológicos para las zonas definidas por la norma, ya que los valores expuestos por ésta son valores extremos representativos, de: temperatura exterior, radiación sobre horizontal y humedad relativa, para verano e invierno.

Analizando los resultados mensuales obtenidos de las simulaciones, se observa que para

calefacción, existe una variación más abrupta de la potencia máxima demanda por el autobús al variar la climatología. En concreto, tenemos que la dispersión de la carga punta de calefacción en Estocolmo es del orden del 77% superior que en Madrid. Esta situación, sin embargo no es así en el caso de refrigeración, donde la dispersión de la potencia máxima demandada, se encuentra alrededor de un 30% superior en Madrid que en Estocolmo.

CARGA PUNTA DE CALEFACCIÓN

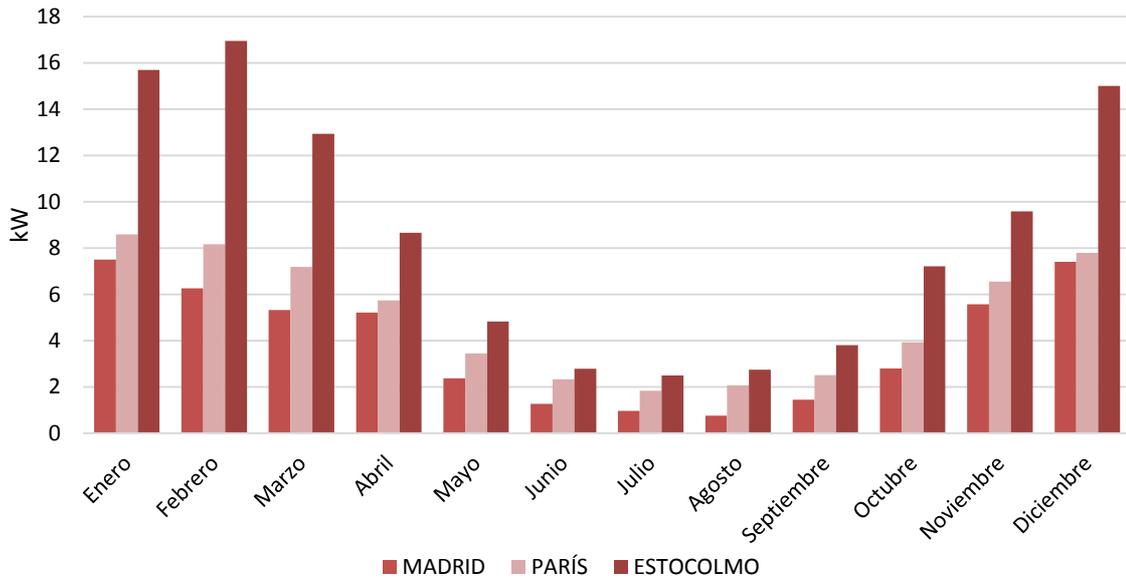


Figura 49: Carga punta mensual de calefacción según climatología

CARGA PUNTA DE REFRIGERACIÓN

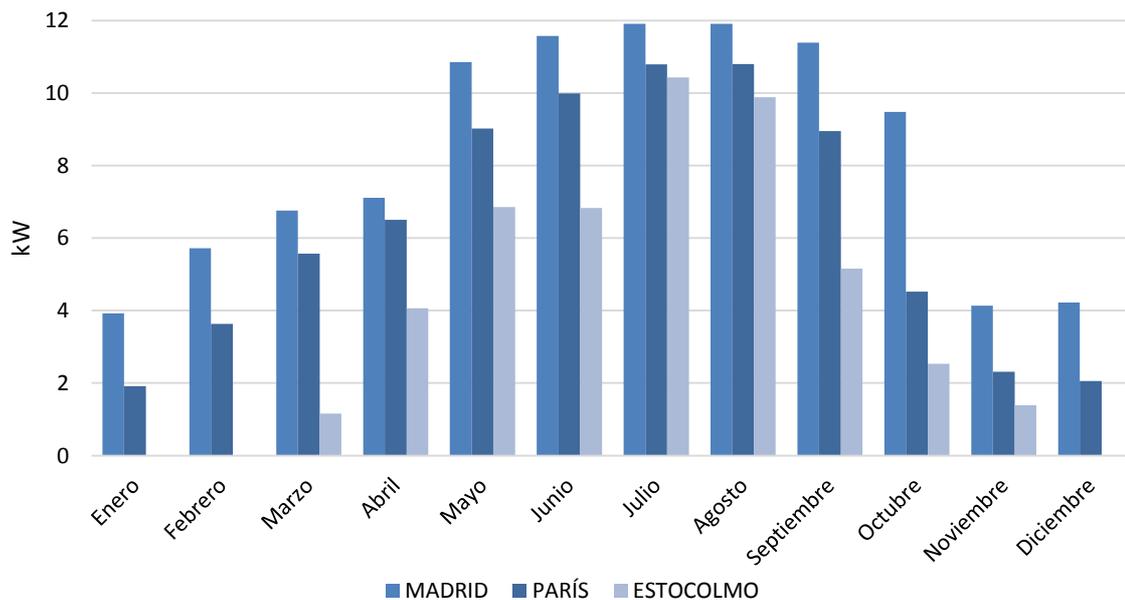


Figura 50: Carga punta mensual de refrigeración según climatología

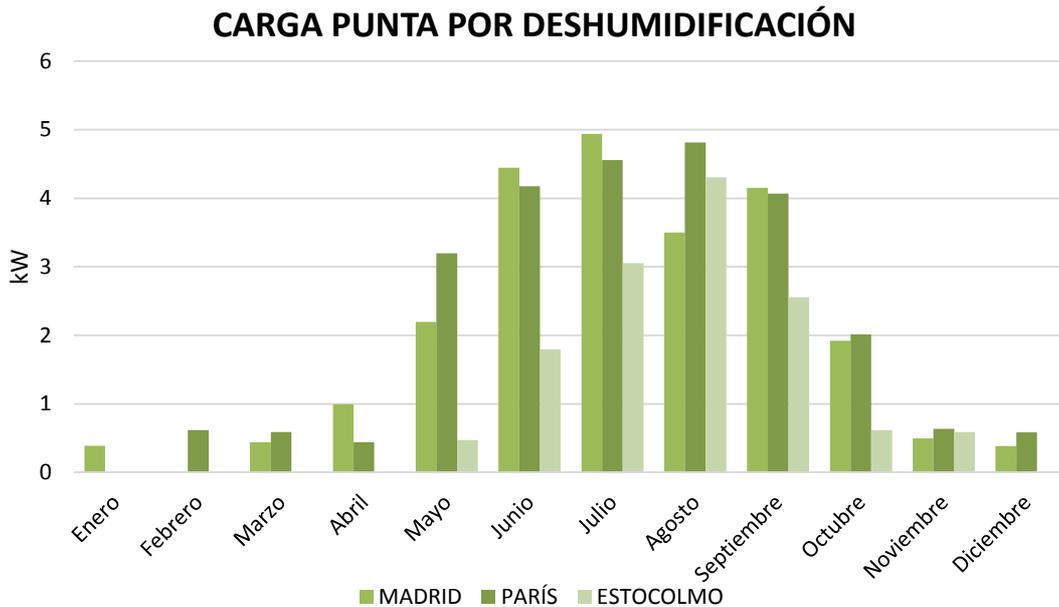


Figura 51: Carga punta latente mensual por deshumidificación según climatología

Lo expuesto anteriormente, nos lleva a pensar que un autobús diseñado para trabajar en las 3 zonas climatológicas de estudio, tendrá un sistema de climatización sobredimensionado para calefacción si finalmente se encuentra trabajando en Zona I.

Si bien es cierto, que tradicionalmente la demanda de calefacción no se ha cuidado exhaustivamente en la climatización de vehículos. Pues, debido a que el sistema de impulsión suele ser mediante motores alternativos de combustión interna, se dispone de un potencial de aprovechamiento de la energía térmica residual, que equivale aproximadamente al 30% de la energía consumida. Actualmente, este panorama está cambiando con los motores eléctricos, donde debido a su alta eficiencia, la energía residual es bastante más difícil de aprovechar en el sistema de climatización.

Sin embargo en refrigeración, si nos fijamos en el mes de Julio, la carga punta sensible es muy similar para las 3 climatologías; y la diferencia es en cambio más pronunciada para la carga latente de deshumidificación.

4.2.1 ZONA I (Madrid, España)

Los resultados de carga punta de calefacción y refrigeración para Madrid (Zona I), se encuentran desglosados por tipología en la Tabla 6. Para la carga punta de refrigeración se ha tenido en cuenta el día en que se maximizaba la demanda sensible y latente.

En esta climatología la demanda térmica más importante es en refrigeración, donde se obtiene una punta de 17.75 kW, que equivale a unos 0.6 kW/m². Para el caso de calefacción es necesario satisfacer una demanda de 7.5 kW.

ZONA I (MADRID)	CALEFACCIÓN (kW)		REFRIGERACIÓN (kW)	
	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE
DEMANDA	7.50	0.00	-11.81	-4.94
RATIO (kW/m ²)	0.265	0.000	-0.417	-0.174
TRANSMISIÓN EPIDERMIS	-10.53	0.00	-6.81	0.00
RADIACIÓN SOLAR	0.00	0.00	10.56	0.00
INFILTRACIONES	-0.79	-0.30	0.23	-0.28
VENTILACIÓN	-7.21	-2.73	2.14	-2.53
OCUPACIÓN	10.83	2.87	5.58	0.00
ILUMINACIÓN	0.10	0.00	0.00	0.00
MOTORES	0.10	0.00	0.10	0.00

Tabla 6. Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para Madrid

A continuación, se muestra mensualmente la potencia máxima demandada al sistema de climatización:

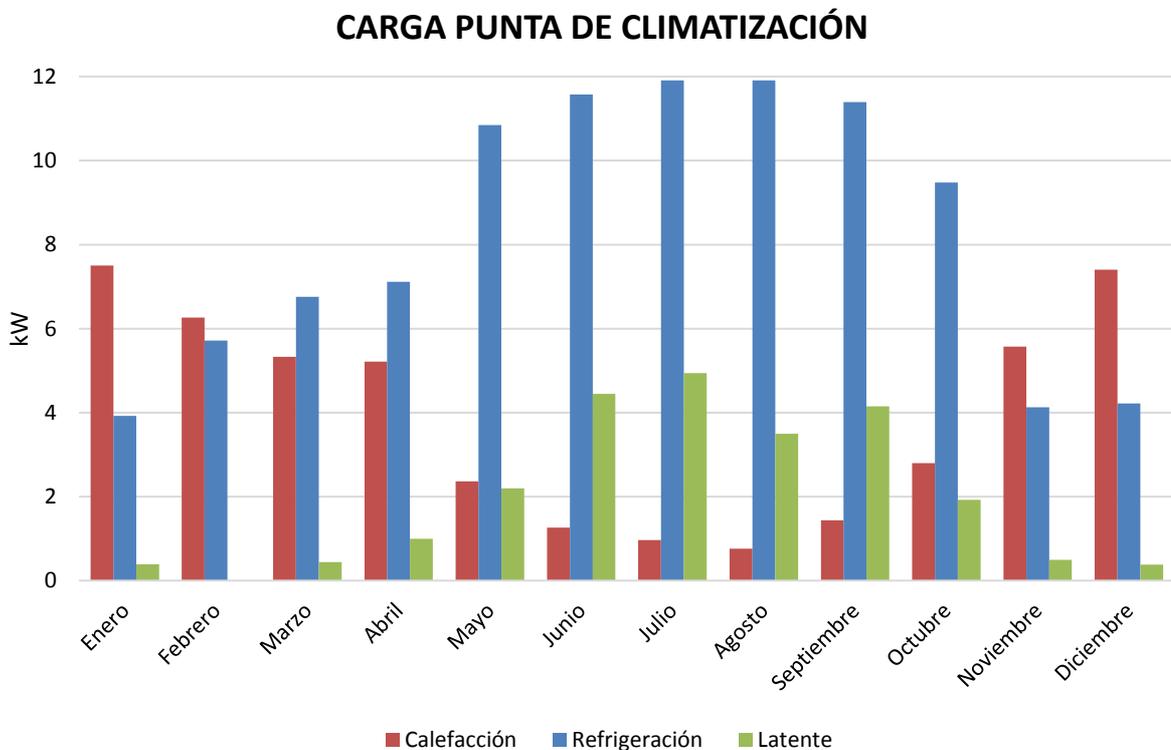


Figura 52: Carga punta mensual de climatización en Madrid

En la Figura 53, se muestra que la demanda energética de refrigeración es del orden de 3 veces superior a la de calefacción. Y por tanto, en el caso de que el autobús se encuentre únicamente trabajando en Madrid, las medidas de ahorro energético deben orientarse a disminuir el consumo en refrigeración.

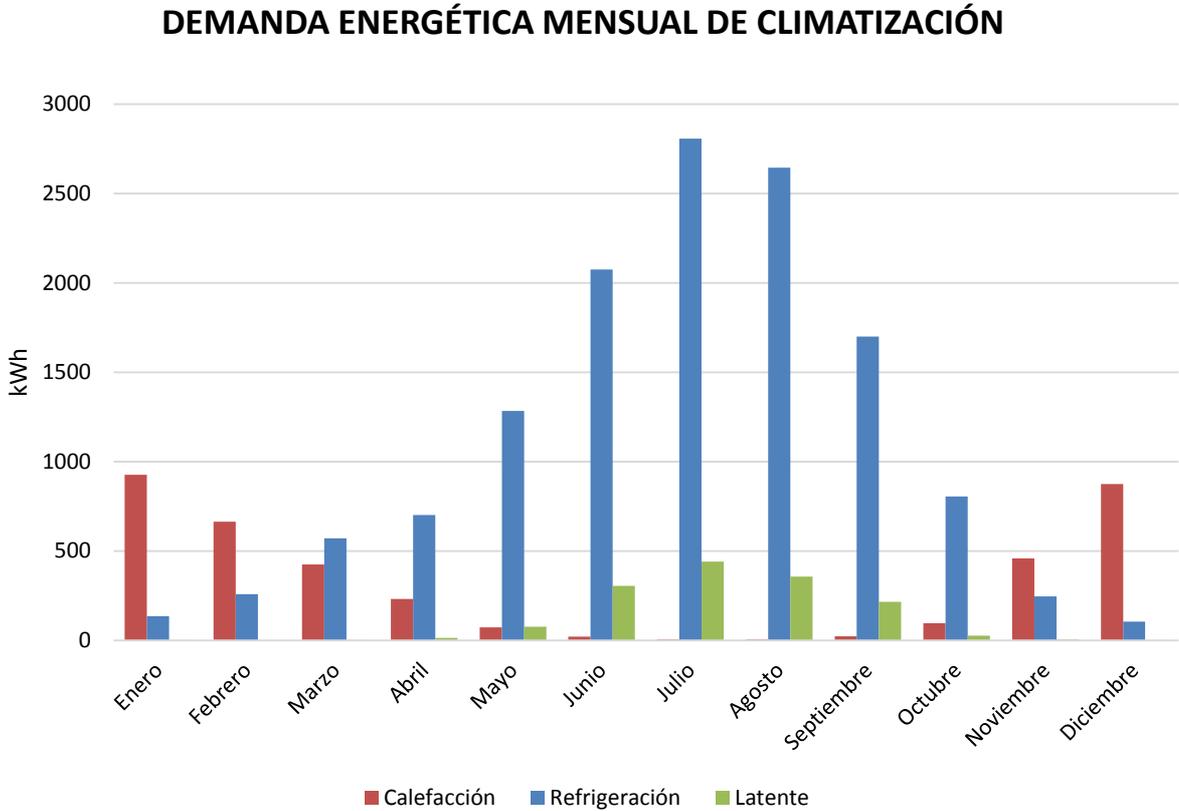


Figura 53: Demanda energética mensual de climatización en Madrid

4.2.2 ZONA II (París, Francia)

El caso de París, representa unas condiciones climatológicas donde la importancia de la demanda de calefacción es relativamente similar a la de refrigeración. Un análisis detallado del balance de energía derivado del cálculo de la demanda de climatización puede encontrarse en la Tabla 7.

A modo der resumen se puede destacar que el sistema de climatización debe estar dimensionado para aportar una aportar una potencia de 8.59 kW en calefacción, y 15.06 kW en refrigeración (considerando sensible + latente).

ZONA II (PARÍS)	CALEFACCIÓN (kW)		REFRIGERACIÓN (kW)	
	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE
DEMANDA	8.59	0.00	-10.56	-4.50
RATIO (kW/m ²)	0.303	0.000	-0.373	-0.159
TRANSMISIÓN EPIDERMIS	-10.57	0.00	-7.08	0.00
RADIACIÓN SOLAR	0.00	0.00	9.25	0.00
INFILTRACIONES	-0.89	-0.28	0.13	-0.19
VENTILACIÓN	-8.15	-2.60	1.17	-1.73
OCUPACIÓN	10.83	1.44	7.00	0.07
ILUMINACIÓN	0.10	0.00	0.00	0.00
MOTORES	0.10	0.00	0.10	0.00

Tabla 7: Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para París

A continuación, se muestra la carga punta mensual obtenida:

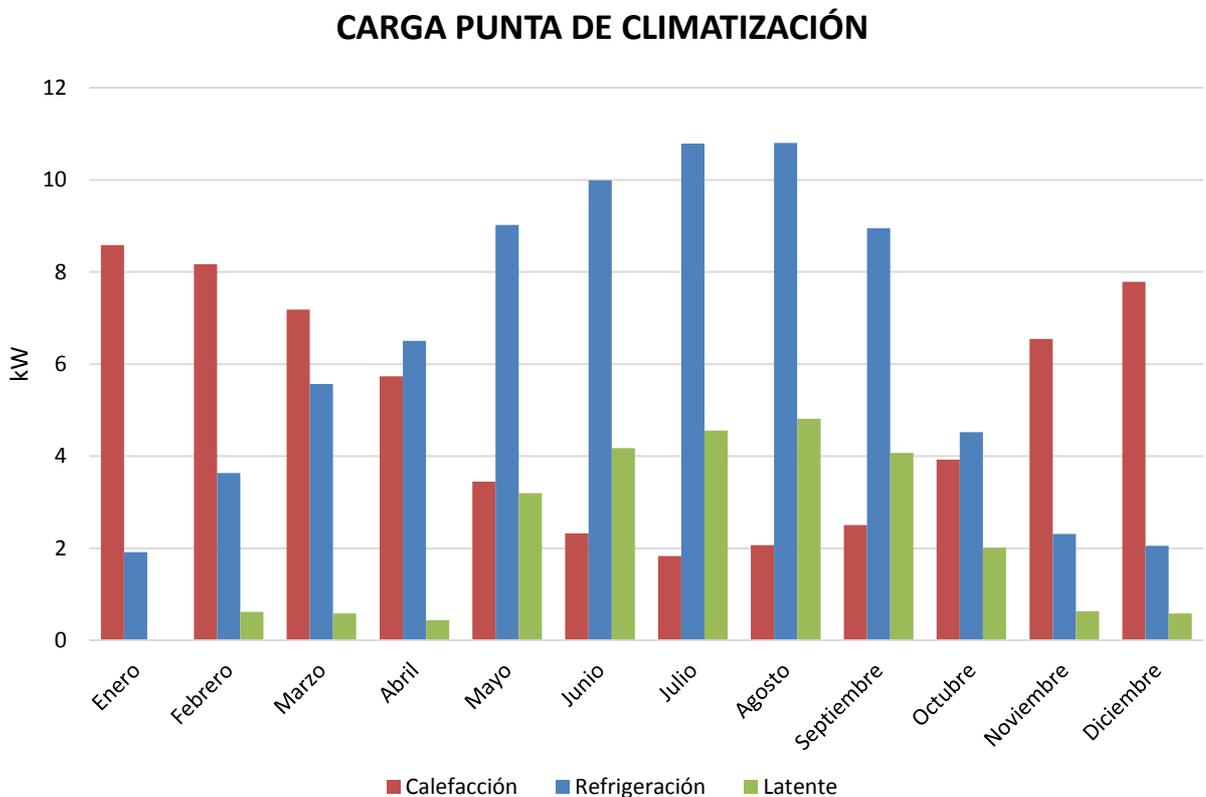


Figura 54: Carga punta mensual de climatización en París

En la Figura 55, se observa que la importancia de la demanda de calefacción y refrigeración es equivalente, y como en épocas intermedias el consumo es relativamente bajo.

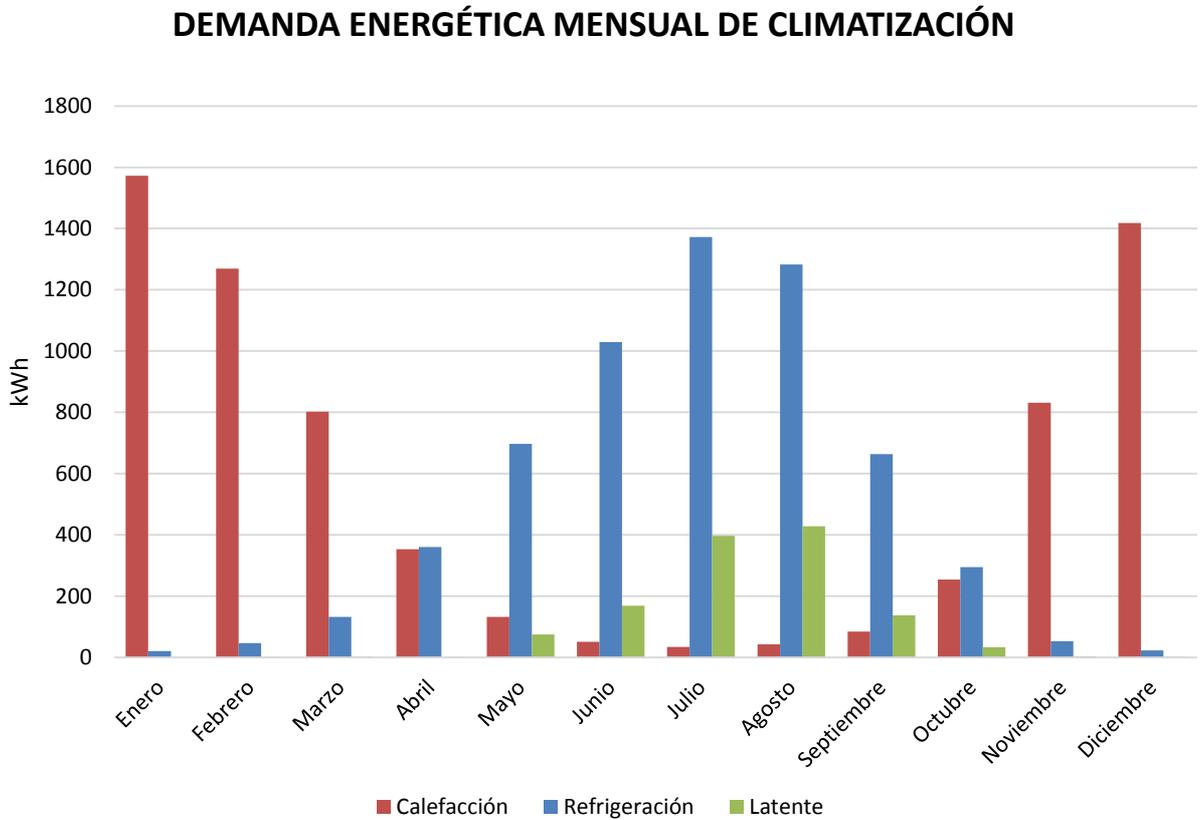


Figura 55: Demanda energética mensual de climatización en París

4.2.3 ZONA III (Estocolmo, Suecia)

En Estocolmo los resultados dan una demanda de calefacción dominante, con una valor de carga punta de 16.95 kW. Para el caso de refrigeración tenemos una potencia máxima exigida al sistema de climatización de 13.12 kW, cuando se maximiza la carga sensible + latentete por deshumidificación.

El balance energético derivado de los resultados del cálculo de estas demandas se puede ver de forma detallada en la Tabla 8.

ZONA III (ESTOCOLMO)	CALEFACCIÓN (kW)		REFRIGERACIÓN (kW)	
	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE
DEMANDA	16.95	0.00	-10.24	-2.88
RATIO (kW/m ²)	0.599	0.000	-0.362	-0.102
TRANSMISIÓN EPIDERMIS	-14.98	0.00	-8.01	0.00
RADIACIÓN SOLAR	0.00	0.00	9.83	0.00
INFILTRACIONES	-1.28	-0.35	0.06	-0.28
VENTILACIÓN	-11.72	-3.19	0.56	-2.55
OCUPACIÓN	10.83	2.87	7.70	0.07
ILUMINACIÓN	0.10	0.00	0.00	0.00
MOTORES	0.10	0.00	0.10	0.00

Tabla 8: Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para Estocolmo

A continuación, se muestra la potencia máxima mensual demandada:

CARGA PUNTA DE CLIMATIZACIÓN

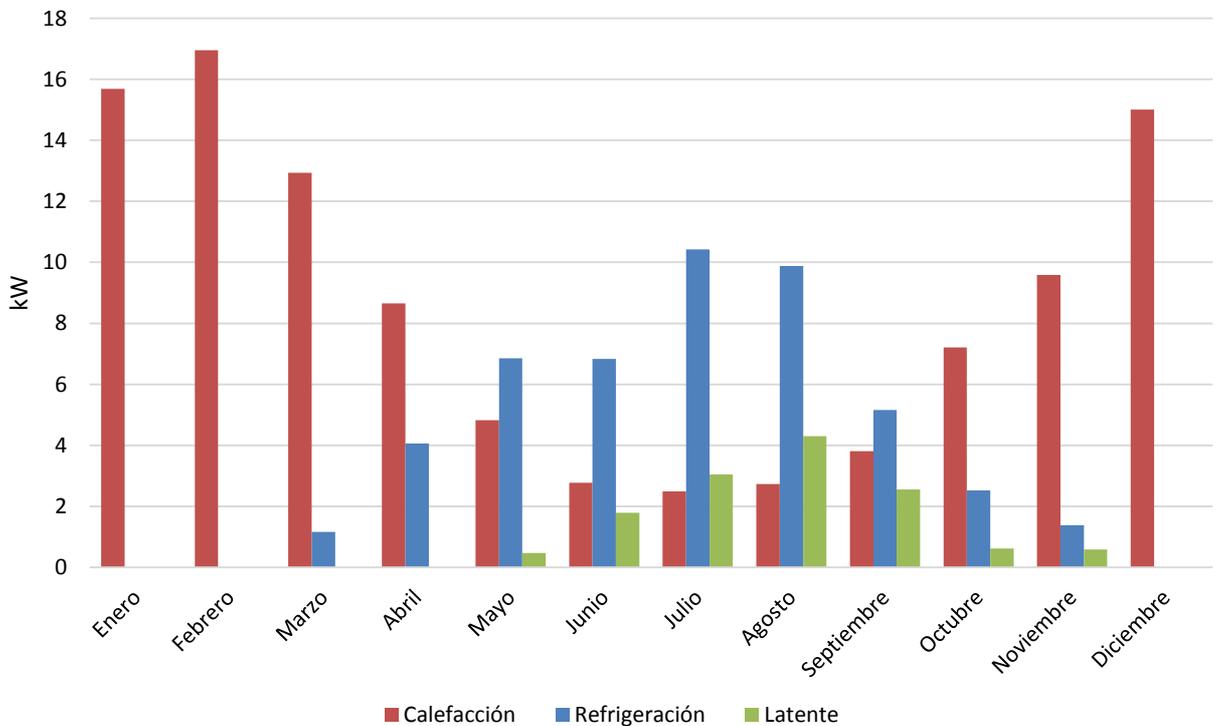


Figura 56: Carga punta mensual de climatización en Estocolmo

La Figura 57, muestra como la energía demanda por el autobús en refrigeración es prácticamente despreciable, a pesar de que la carga punta a vencer por el sistema es relativamente alta (con un orden de magnitud parecido al resto de climatologías).

DEMANDA ENERGÉTICA MENSUAL DE CLIMATIZACIÓN

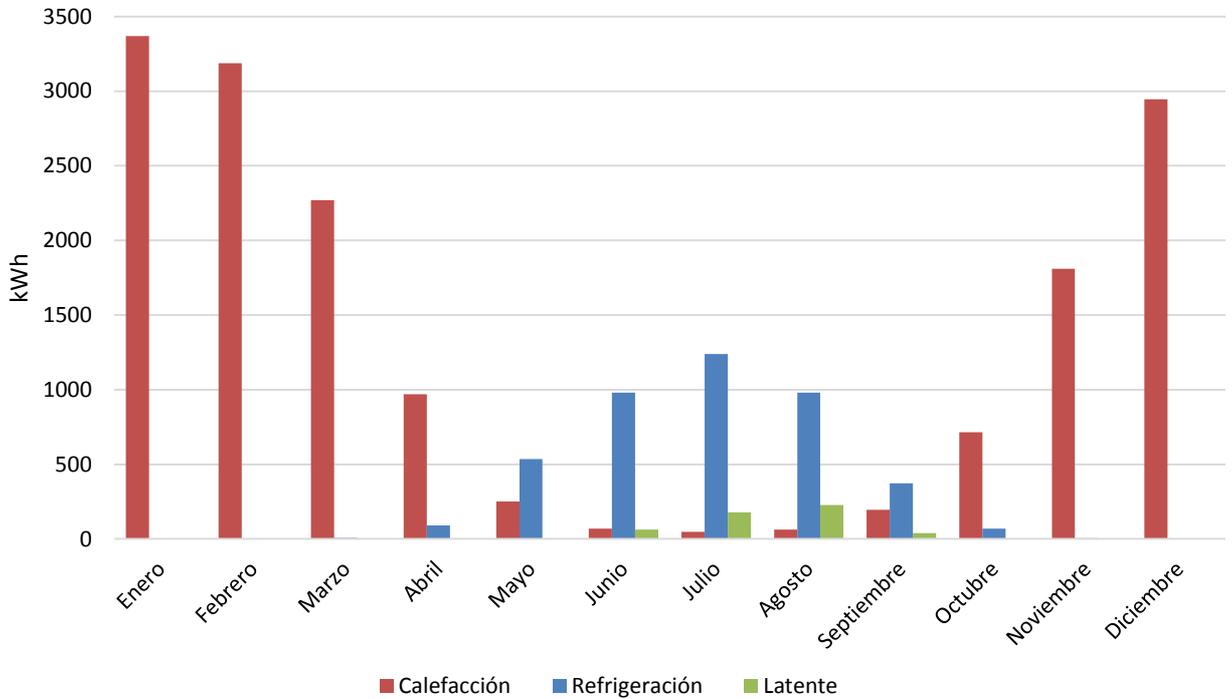


Figura 57: Demanda energética mensual de climatización en Estocolmo

4.3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO ESTÁTICO

A continuación, se muestra la metodología de cálculo estático planteada para obtener la carga térmica punta del autobús, este método realiza un desglose de la potencia demandada por tipología, y está basado en la metodología expuesta por la norma UNE-EN 14750. Puesto que el sistema de climatización debe estar diseñado para satisfacer la demanda en cualquier climatología, los cálculos para obtener la carga térmica punta tienen que realizarse en las zonas climáticas más desfavorables para refrigeración y calefacción: ZONA I y ZONA III, respectivamente.

En el cálculo de la carga punta de climatización de un autobús, vamos a realizar las siguientes hipótesis de partida para este cálculo estático:

- No considera inercia térmica de paredes ni el volumen del habitáculo.
- La radiación solar transmitida se trata como ganancia neta al volumen del habitáculo.

- La carga punta de refrigeración se da en el momento del día que todas las condiciones son desfavorable, es decir: máxima radiación solar, máxima ocupación y con todos los equipos en funcionamiento.
- La carga punta de calefacción se da también en el momento más desfavorable del día, es decir: noche (sin radiación), sin ocupación (ventilación nula) y con todos los equipos apagados.

A continuación, se plantean las ecuaciones para obtener la carga térmica de calefacción y refrigeración. La metodología está orientada a explicar el cálculo de la carga térmica desde el punto de vista de la refrigeración, ya que para la carga de calefacción la ecuación va a ser más sencilla porque algunos términos son nulos (hipótesis anteriores).

$$Q_{heating} = Q_{trans} + Q_{inf}$$

, donde:

- $Q_{heating}$ Carga total de calefacción.
- Q_{trans} Carga térmica por transmisión en paredes.
- Q_{inf} Carga térmica por infiltraciones.

La carga punta global de refrigeración se puede dividir en los siguientes términos, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_{cooling} = Q_{trans} + Q_{solar} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{ocup} + Q_{int}$$

, donde:

- $Q_{cooling}$ Carga total de refrigeración.
- Q_{solar} Carga térmica debida a la radiación solar.
- Q_{vent} Carga térmica de ventilación.
- Q_{ocup} Cargas térmicas debida a la ocupación.
- Q_{int} Cargas térmicas internas (luces y motores)

En los siguientes puntos se va a explicar detalladamente cómo se va a calcular, para la metodología de cálculo estática, el valor de cada uno de los términos descritos en las ecuaciones anteriores. Ya que éstos representan un desglose representativo de los

factores que intervienen en la carga térmica global, y nos facilitan que se pueda realizar una posterior comparativa con los resultados del modelo dinámico objeto de este documento.

4.3.1 Carga de Transmisión en la Epidermis

La conducción es el modo de transferencia de calor por el cual se verifica un intercambio de energía desde una región de alta temperatura hacia otra de baja temperatura, debido al impacto cinético o directo de moléculas.

Por tanto, para el cálculo de la carga térmica por transmisión, se va a aplicar directamente la ley de Fourier de la conducción de calor, que establece que la rapidez de flujo por conducción en un sentido dado es proporcional al gradiente de temperatura en ese sentido y al área normal a la dirección del flujo de calor:

$$Q = U A DT$$

, donde:

U: Características constructivas de cada elemento (opacos, acristalados) en lo que se refiere al aislamiento térmico (expresado por la transmitancia térmica, U).

A: Superficie de cada elemento.

DT: Diferencia de temperatura (salto térmico) entre el interior y el exterior.

4.3.2 Carga de Radiación Solar

La radiación solar atraviesa las superficies traslucidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores del habitáculo, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior.

La carga de radiación solar se calcula sumando los términos correspondientes, a:

- Las superficies de ventana.
- La superficie del techo.
- Las superficies de pared.

Para los elementos opacos, se considera para el cálculo el valor de absorptividad de dicho elemento para la radiación de onda corta.

Por tanto, la ecuación que describe el valor de la carga térmica por radiación solar, queda así:

$$Q_{solar} = Q_{s,vidrios} + Q_{s,paredes} + Q_{s,techo}$$

Y cada uno de sus términos se calcula atendiendo a las siguientes expresiones:

$$Q_{s,vidrios} = A_v \tau_v E_n \cos 30^\circ$$

$$Q_{s,paredes} = \frac{UA_{pared}}{h_{ext}} \varepsilon E_n \cos 30^\circ$$

$$Q_{s,techo} = \frac{UA_{techo}}{h_{ext}} \varepsilon E_n \sin 30^\circ$$

, donde:

τ_v : Transmisividad del vidrio (0.8).

E_n : Radiación solar incidente (800 W/m², Zona I).

U: Coeficiente global de transferencia (paredes y techo).

h_{ext} : Coeficiente de película convectivo exterior (se establece en 9 W/m²·K).

ε : Coeficiente de absortividad (0.7 pared y 0.8 techo).

4.3.3 Carga por Infiltraciones y Ventilación

El aire exterior introducido en el interior del habitáculo forma parte de la carga de acondicionamiento del espacio, lo cual es una razón para limitar la cuota de intercambio de aire en los vehículos a un mínimo requerido. El intercambio de aire típicamente representa de un 20% a un 40% de la carga térmica de climatización.

El intercambio de aire con el exterior incrementa la carga térmica del autobús de dos maneras (calor sensible + calor latente):

- La primera, el aire entrante debe ser calentado o enfriado desde la temperatura del aire exterior a la temperatura del aire interior. La tasa de consumo de energía está dada por:

$$q_s = Q * e * c_p * DT$$

, donde:

q_s : Carga de calor sensible.

Q: Tasa de flujo de aire.

e: Densidad de aire.

c_p : Calor específico del aire.

DT: Diferencia de temperatura interior – exterior.

- La segunda, el intercambio de aire incrementa el contenido de humedad, particularmente en verano y en algunas áreas cuando el aire húmedo del exterior debe ser deshumidificado. El consumo de energía asociada con estas cargas está dado por:

$$q_1 = H_{fg} * DW, \text{ donde:}$$

q1: Carga de calor latente.

Hfg: Calor latente de vapor a la temperatura del aire apropiado.

DW: Humedad del aire interior menos humedad del aire exterior.

Las infiltraciones son flujo de aire descontrolado a través de aberturas no intencionales producidas por vientos, diferencia de temperaturas y presiones inducidas de aplicación. La infiltración es menos confiable de proveer ventilación adecuada y distribución, ya que este depende de condiciones climáticas y la distribución de aberturas no intencionales.

Para el cálculo de la carga térmica, se supone un caudal infiltrado de 100 m³/h; y un caudal de ventilación correspondiente a una ocupación máxima de 113 viajeros, con una tasa de renovación del aire de 8 m³/h/viajero.

4.3.4 Carga de Ocupación

La ocupación es la cantidad de personas que puede haber como máximo en el interior del autobús. Hay que tener cuidado con este dato, dado que cada persona es como un pequeña estufa, que genera calor al habitáculo (sobre 130 W).

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor sensible y latente emitido por la persona tipo por el número de ocupantes previstos para el local (113 personas). La cantidad de calor emitido por persona se obtiene directamente de la gráfica de la Figura 8, utilizando el valor de la temperatura de consigna interior de verano, correspondiente de cada ZONA.

4.3.5 Carga de Iluminación

Con respecto al alumbrado, el mismo constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el habitáculo, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección.

Las lámparas incandescentes transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras el resto la transforman en calor que se disipa por radiación, convección y

conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y solo el 10% restante por conducción y convección.

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara. Se considera simplemente una carga de 100 W.

4.3.6 Carga de Equipos

Entre las fuentes de calor dentro del vehículo que será condicionado están las luces, los monitores, la instrumentación y los motores eléctricos. Esta potencia entrante en el sistema finalmente también tendrá que ser evacuada por el sistema de climatización instalado. Se considera simplemente una carga de 100 W.

4.4 RESULTADOS DEL CÁLCULO ESTÁTICO VS. MODELO DINÁMICO

Una vez planteada la metodología de cálculo estático de la carga térmica punta de climatización, resulta especialmente interesante una comparativa con los resultados obtenidos del modelo dinámico. En el análisis de los resultados, vamos a realizar una diferenciación entre calefacción y refrigeración; pues, existen diferencias entre ambos que conllevan la necesidad de un análisis por separado:

- Distinta zona climática: ZONA I y la localidad de Madrid para refrigeración; ZONA III y Estocolmo para calefacción.
- Distintas hipótesis de cálculo del cálculo estático (ver Apartado 4.3).

4.4.1 Carga Punta de Calefacción

Para entender los resultados obtenidos para la carga punta de calefacción, con ambas metodologías, cabe volver a reseñar que el modelo dinámico fue simulado en Estocolmo, y los resultados del cálculo estático utilizan los valores climáticos definidos por la normativa para ZONA III.

A continuación, se muestra una tabla comparativa con los resultados obtenidos por cada metodología:

CALEFACCIÓN	MODELO DINÁMICO		CÁLCULO ESTÁTICO	
	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)
TRANSMISIÓN EPIDERMIS	-14.98	0.00	-18.39	0.00
RADIACIÓN SOLAR	0.00	0.00	0.00	0.00
INFILTRACIONES	-1.28	0.00	-1.94	0.00
VENTILACIÓN	-11.72	0.00	0.00	0.00
OCUPACIÓN	10.83	0.00	0.00	0.00
ILUMINACIÓN	0.10	0.00	0.00	0.00
MOTORES	0.10	0.00	0.00	0.00
CARGA TÉRMICA	16.95	0.00	20.33	0.00
	16.95		20.33	

Tabla 9: Resultados de la carga punta de calefacción con el cálculo estático y el modelo dinámico.

Las diferencias principales que se obtienen al analizar la tabla, son una variación en el resultado de aproximadamente 3.5 kW; esto supone un sobredimensionado de los equipos del 17%, en el caso de que nuestra climatología corresponda a Estocolmo. La principal causa de esta diferencia en el resultado final, es que en la normativa se ha utilizado una temperatura exterior más extrema en invierno que la mínima de la ciudad de Estocolmo; la hipótesis de considerar el autobús lleno o vacío es prácticamente indiferente, ya que la carga de ocupación se anula con la ventilación necesaria asociada.

4.4.2 Carga Punta de Refrigeración

En el caso de la carga térmica punta de refrigeración, el análisis es algo más complejo que para calefacción. Pues en este caso, entra en juego adicionalmente el término latente de la carga, para alcanzar los requisitos de confort.

Nuevamente cabe recordar que los resultados en este caso han sido obtenidos para la localidad de Madrid en el modelo dinámico, y para la ZONA I de la norma en el cálculo estático.

En un primer análisis de los resultados, se llega a la conclusión de que los resultados expuestos en el Apartado 4.2.1 difieren considerablemente de los resultados del cálculo estático. Esta discrepancia de los resultados se debe al “solar to air factor”, que tiene en cuenta en el modelo dinámico de TRNBuild, la parte de radiación que se convierte en un flujo de calor convectivo justamente al atravesar las ventanas. Este factor, como ya se explicó en el Apartado 3.6.13, puede variar entre 0 y 1; modelando así, el efecto que tienen los elementos y personas interiores al bloquear la radiación que entra por las ventanas. En la Tabla 10, se muestra como para un valor del “solar to air factor” igual a 1,

los resultados del modelo dinámico y el cálculo estático ya sí son prácticamente idénticos para la parte sensible de la carga térmica total (20.98 kW para el modelo dinámico y 21.19 para el cálculo estático)

REFRIGERACIÓN	MODELO DINÁMICO *(factor = 0.0)		MODELO DINÁMICO *(factor = 0.5)		MODELO DINÁMICO *(factor = 1.0)		CÁLCULO ESTÁTICO	
	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)	SENSIBLE (kW)	LATENTE (kW)
TRANSMISIÓN EPIDERMIS	-6.81	0.00	-4.39	0.00	-0.77	0.00	2.54	0.00
RADIACIÓN SOLAR	10.56	0.00	12.62	0.00	13.58	0.00	12.00	0.00
INFILTRACIONES	0.23	-0.28	0.24	-0.28	0.24	-0.28	0.27	0.11
VENTILACIÓN	2.14	-2.53	2.20	-2.53	2.20	-2.53	2.45	1.05
OCUPACIÓN	5.58	7.76	5.63	7.71	5.63	7.71	3.74	9.13
ILUMINACIÓN	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.00
MOTORES	0.10	0.00	0.10	0.00	0.10	0.00	0.10	0.00
CARGA TÉRMICA	-11.81	-4.94	-16.39	-4.90	-20.98	-4.90	-21.19	-10.29
	-16.75		-21.29		-25.87		-31.48	

*factor = "solar to air factor"

Tabla 10: Resultados de la carga punta de refrigeración con el cálculo estático y el modelo dinámico.

La intuición nos dice que el valor de "solar to air factor" será probablemente más cercano a uno en el momento de la carga punta, donde el autobús transporta el máximo número de pasajero (sentados y de pie), y la mayor parte de la radiación incidirá sobre los mismo. Por tanto, para la carga sensible de refrigeración, utilizando un cálculo estático se sobredimensionaría levemente el sistema de climatización (menos del 1% de la potencia), en caso de encontrarnos en la localidad de Madrid.

Algo muy distinto ocurre para la parte latente de la carga, donde los resultados son muy distinto entre una metodología y otra. Se obtiene un valor de 4.9 kW en la simulación del modelo dinámico, y 10.29 kW en el cálculo estático. Esto es debido a que la norma establece un clima más húmedo que el que representa a la localidad de Madrid, pues los únicos términos de la carga que varían representativamente son los de ventilación e infiltraciones.

5 RESUMEN Y CONCLUSIONES

A lo largo de este documento, se marcan las pautas del modelado térmico de un autobús urbano, para conocer los valores de su carga térmica horaria; y así obtener un dimensionado del sistema de climatización lo más eficiente posible. Para ello, se establecen tres zonas climáticas tipo que representan la totalidad de las climatologías europeas; estas zonas son definidas por la norma UNE-EN 14750, que aunque es específica para aplicaciones ferroviarias puede ser extrapolada a autobuses con un margen de error despreciable.

Los resultados de las simulaciones se obtienen mediante un modelo realizado con TRNSYS, donde se simula el comportamiento térmico del autobús para cada una de las localidades representativas a una zona climática de la norma (Madrid, París y Estocolmo), y con un paso de tiempo horario. Con esto se consiguen obtener los valores extremos de carga térmica, para cualquier zona de Europa, y así asegurar el confort térmico de los viajeros en cualquier situación demográfica donde se encuentre funcionando el autobús. Y aunque este software de simulación permite obtener información acerca de todas las variables que influyen en el modelo térmico del sistema, en el análisis nos vamos a centrar en los valores de carga térmica y consumo energético.

Los resultados de carga térmica, en un principio fueron simulados para un caso conservador de refrigeración, donde se eligió un valor nulo del “solar to air factor”; esto implicaba que parte de la radiación no se quedaba en el volumen de aire interior, reduciéndose la carga térmica global del sistema. Con esta hipótesis, los valores de carga térmica obtenidos fueron bastante dispares según la zona climática simulada:

- En Madrid (climatología con verano extremo), se obtiene una carga térmica punta de refrigeración alta en verano: 18 kW, y una carga punta de calefacción baja en invierno: 7.5 kW.
- En París (climatología con verano e invierno moderados), se obtienen 15 kW en refrigeración, y 8.6 kW para calefacción.
- En Estocolmo (climatología con invierno extremo), se obtiene que la carga punta dominante es este caso es de calefacción con 17 kW, para refrigeración se obtiene un valor de 13 kW.

Finalmente, se realiza una comparativa de los resultados obtenidos del modelo dinámico con una metodología de cálculo estático mucho más sencilla, basada en la normativa UNE-EN 14750. Los resultados obtenidos por el cálculo estático son muy próximo a los obtenidos de las simulaciones, y por tato se puede concluir que la norma predice con

bastante precisión los valores de carga térmica punta. La complejidad de realizar un modelo dinámico, donde la climatología introduce una incertidumbre mayor que el potencial ahorro de la propia instalación, no sería necesario para el dimensionado de este tipo de instalaciones. Si bien, con el modelo dinámico obtenido se dispone de una herramienta muy potente a la hora de optimizar los parámetros de diseño de la envolvente térmica (epidermis), y así reducir el consumo energético global del autobús.

6 REFERENCIAS

“Guía técnica de procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios”, ATECYR (2010).

Pliego de prescripciones técnicas para la construcción y suministro de unidades de tren, Octubre 2012

“Guía de Edificios Residenciales de Alta Eficiencia Energética”, Centro Tecnológico Habitec

Software METEONORM 5.1.

Manual de TRNSYS, Volumen 5: Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild. ASHRAE, “Handbook”, Chapter Fundamentals (SI).

“Capítulo 3: Procesos elementales. Fundamentos de climatización.”, José Fernández Seara, ATECYR (2010).

“Respuestas térmicas dinámicas en edificios”, Irene Marincic, Universitat Politècnica de Catalunya (1999).

“La sensibilidad energética de los edificios”, Massimo Palme, Universitat Politècnica de Catalunya (2010)

Cálculo de cargas térmicas. Instalaciones de climatización y ventilación. UD5

ÍNDICE

Índice	1
Índice de Tablas	3
Índice de Figuras	4
1 Introducción y Objetivos	6
2 Definición de los Parámetros del Modelo	8
2.1 <i>Descripción Geométrica de la Carrocería del Autobús</i>	12
2.1.1 Definición de la Geometría del Autobús	13
2.2 <i>Definición de los Elementos Constructivos de la Epidermis del Autobús</i>	15
2.2.1 Pared	15
2.2.2 Techo	17
2.2.3 Suelo (Piso de la Carrocería)	18
2.2.4 Efecto de los Puentes Térmicos	19
2.2.5 Absortividad de los Elementos de la Epidermis. Color Exterior	20
2.2.6 Ventanas	20
2.2.7 El Marco de la Ventana	22
2.2.8 Protección Solar de Ventas	22
2.3 <i>Descripción del Uso del Autobús</i>	22
2.3.1 Ocupación	23
2.3.2 Iluminación	24
2.3.3 Motores	25
2.3.4 Ventilación	25
2.3.5 Infiltraciones	26
2.4 <i>Definición de las condiciones de Contorno</i>	26
2.4.1 Climatología	26
2.4.2 Orientación	27
2.4.3 Confort Interior	30
2.4.4 Velocidad del Autobús. Coeficiente de Película Exterior	32
3 Modelo Térmico del Autobús para el Cálculo de la Carga Térmica	34
3.1 <i>Descripción de los Mecanismos de Transferencia de Calor y Masa en un Autobús</i>	35
3.2 <i>Modelado de Sistemas de Climatización</i>	37
3.3 <i>Descripción del Software de Simulación TRNSYS</i>	42
3.3.1 Aproximación en el Modelado de Componentes	44
3.3.2 Creación de Sistemas Complejos	44
3.3.3 Escalas de Tiempo Contempladas	45
3.3.4 Paso de Tiempo	45
3.3.5 Librerías de Modelos. Creación de Modelos	46
3.3.6 Modificación y Creación de Componentes	46
3.3.7 Entorno del Programa	47
3.3.8 Estructura Interna del Programa	47

3.3.9	El Motor de Cálculo o “Solver” de TRNSYS	49
3.3.10	Tolerancia de Cálculo	50
3.4	<i>Modelo Matemático del TYPE 56</i>	50
3.4.1	Flujos Energéticos Radiantes hacia las Paredes y Ventanas	52
3.4.2	Integración de Paredes y Ventanas	52
3.4.3	Intercambio Radiante de Onda Larga	54
3.4.4	Radiación Solar Directa	57
3.4.5	Radiación Solar Difusa	57
3.4.6	Ganancias Totales en una Zona Procedente de las Superficies	58
3.4.7	Infiltración, Ventilación y Acoplamiento por Convección	59
3.4.8	Resolución Numérica de la Evolución Temporal de la Temperatura del Aire Interior	60
3.5	<i>Definición de la Geometría del Autobús con Google Sketchup y TRNSYS3D</i>	63
3.6	<i>Descripción del Modelo del Autobús Usando Trnbuild</i>	67
3.6.1	Orientación y Situación Demográfica del Autobús	68
3.6.2	Elementos Constructivos de la Carrocería	68
3.6.3	Definición de las Características Térmicas de los Materiales	69
3.6.4	Elementos Opacos	69
3.6.5	Ventanas	71
3.6.6	Infiltraciones	73
3.6.7	Ventilación	73
3.6.8	Control de la Calefacción	74
3.6.9	Control de la Refrigeración	76
3.6.10	Ganancias Internas por Ocupación	76
3.6.11	Ganancias Internas por Iluminación	78
3.6.12	Ganancias Internas de los Motores	78
3.6.13	Modelos de Radiación	79
4	Análisis de los Resultados del Cálculo de la Carga Térmica	81
4.1	<i>Selección de Localidades</i>	82
4.2	<i>Resultados de la Carga Térmica Obtenidos del Modelo Dinámico</i>	86
4.2.1	ZONA I (Madrid, España)	88
4.2.2	ZONA II (París, Francia)	90
4.2.3	ZONA III (Estocolmo, Suecia)	92
4.3	<i>Metodología de Cálculo Estático</i>	94
4.3.1	Carga de Transmisión en la Epidermis	96
4.3.2	Carga de Radiación Solar	96
4.3.3	Carga por Infiltraciones y Ventilación	97
4.3.4	Carga de Ocupación	98
4.3.5	Carga de Iluminación	98
4.3.6	Carga de Equipos	99
4.4	<i>Resultados del Cálculo Estático vs. Modelo Dinámico</i>	99
4.4.1	Carga Punta de Calefacción	99
4.4.2	Carga Punta de Refrigeración	100
5	Resumen y Conclusiones	102
6	Referencias	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Valores de absorptividad de diferentes colores	20
Tabla 2. Localidades seleccionadas para análisis de demanda térmica en autobuses.	82
Tabla 3. Condiciones climáticas de Madrid (Zona I)	83
Tabla 4. Condiciones climáticas de París (Zona II)	84
Tabla 5. Condiciones climáticas de Estocolmo (Zona III).	84
Tabla 6. Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para Madrid	89
Tabla 7: Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para París	91
Tabla 8: Desglose por tipología de carga térmica de la carga punta en climatización del autobús para Estocolmo	93
Tabla 9: Resultados de la carga punta de calefacción con el cálculo estático y el modelo dinámico.	100
Tabla 10: Resultados de la carga punta de refrigeración con el cálculo estático y el modelo dinámico.	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Carrocería de un autobús urbano	12
Figura 2: Parte frontal (izquierda) y trasera (derecha) del modelo del autobús	14
Figura 3: Pared del lado de lado de puertas (abajo) y del lado opuesto al de puertas (arriba) del autobús.	15
Figura 4: Esquema de la sección del elemento pared de la carrocería	16
Figura 5: Esquema de la sección del elemento techo de la carrocería	18
Figura 6: Esquema de la sección del piso de la carrocería	19
Figura 7: Esquema de definición del factor solar	21
Figura 8: Calor emitido por una persona sentada normalmente vestida	23
Figura 9: Perfil horario de ocupación para un día tipo (Fuente: Piano strategico per la mobilità sostenibile, Linee di indirizzo – Comune di Roma, 2009)	24
Figura 10: Perfil horario de ventilación para un día tipo	25
Figura 11: Inclinação de los rayos solares	27
Figura 12: Trayectoria diaria del Sol para invierno y verano	28
Figura 13: Trayectoria solar a lo largo del día	29
Figura 14: Trayectoria solar en la bóveda celeste a lo largo del año	29
Figura 15: Área utilizada para la curva de regulación en vehículos de categoría B	31
Figura 16: Humedad relativa aceptable para categoría B	32
Figura 17: Elementos implicados en el modelo térmico que proporciona TRNBuild	34
Figura 18: Subsistemas presentes en la simulación de un espacio acondicionado y sus interrelaciones	39
Figura 19: Valores típicos de las constantes de tiempo de diferentes fenómenos y subsistemas (el eje de tiempo no está a escala). Fuente: Domínguez (2005)	40
Figura 20: Subrutinas que constituyen TRNSYS, contenidas en TRNSYS.DLL	47
Figura 21: Estructura global de TRNSYS. La librería TRNLIB.DLL contiene todas las subrutinas, el ejecutable es TRNSYS.EXE. El fichero de entrada INPUT.DCK se genera con Simulation Studio	48
Figura 22: Assembly panel de Simulation Studio. Discretización del periodo de simulación con paso de tiempo Δt constante y múltiplo entero de $t_f - t_0$	49
Figura 23: Intercambio radiante considerando una pared a su temperatura nodal	52
Figura 24: Flujos de calor y temperaturas superficiales	54
Figura 25: Red eléctrica equivalente para el cálculo del intercambio radiativo según el algoritmo de Seem (Seem, 1987)	55
Figura 26: Modelo de un autobús creado con SketchUp, importado de la galería 3D: "City Bus Palma de Mallorca"	63
Figura 27: Modelo adaptado por TRNSYS3d en SketchUp para que la geometría sea exportable	64
Figura 28: Geometría del autobús creada con TRNSYS3d y exportada a TRNBuild para ser utilizada en las simulaciones	65
Figura 29: Proyecto TRNSYS creado por Simulation Studio tras importar la geometría de TRNSYS3d	65
Figura 30: Representación de las sombras generadas en el autobús cuando este tiene una orientación tal que se encuentra mirando al sur	66

Figura 31: Interfaz del modelo térmico del autobús en TRNBuild	67
Figura 32: Ventana principal para la definición de la orientación y situación demográfica	68
Figura 33: Definición de un material con masa en TRNBuild	69
Figura 34: Definición del elemento pared de la carrocería en TRNBuild	70
Figura 35: Definición de una ventana de la pared en TRNBuild	71
Figura 36: Interfaz del software WINDOW 6.0 para la definición de nuevos vidrios en TRNBuild	72
Figura 37: Intercambio de aire debido a las infiltraciones	73
Figura 38: Flujo de aire fresco de ventilación	74
Figura 39: Curva de la consigna de calefacción en función de las condiciones exteriores	75
Figura 40: Tratamiento de la calefacción en el modelo de TRNBuild	75
Figura 41: Tratamiento de la refrigeración en el modelo de TRNBuild	76
Figura 42: Carga térmica interior del autobús debida a la ocupación	77
Figura 43: Carga térmica interior aportada por un pasajero	77
Figura 44: Carga térmica interna por iluminación	78
Figura 45: Ganancia térmica debida a los motores del sistema de impulsión de la climatización	78
Figura 46: Modos de radiación de la zona térmica	79
Figura 47. Temperaturas máximas y mínimas en las ciudades a estudio	85
Figura 48. Radiación solar máxima en las ciudades a estudio	86
Figura 49: Carga punta mensual de calefacción según climatología	87
Figura 50: Carga punta mensual de refrigeración según climatología	87
Figura 51: Carga punta latente mensual por deshumidificación según climatología	88
Figura 52: Carga punta mensual de climatización en Madrid	89
Figura 53: Demanda energética mensual de climatización en Madrid	90
Figura 54: Carga punta mensual de climatización en París	91
Figura 55: Demanda energética mensual de climatización en París	92
Figura 56: Carga punta mensual de climatización en Estocolomo	93
Figura 57: Demanda energética mensual de climatización en Estocolmo	94

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Sistemas de Energía Térmica

MODELADO DINÁMICO DE AUTOBUSES PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA. APLICACIÓN AL DIMENSIONADO DEL SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN

Autor: José Santiago Villar

Tutor: José J. Guerra Macho

Dep. Ingeniería Energética. Grupo de Termotecnia
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015

