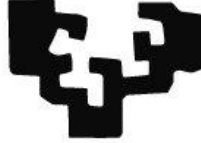


eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea

TESIS DOCTORAL

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONTRAVENTANAS CON AISLAMIENTO E INERCIA TÉRMICA. OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA MEDIANTE ANÁLISIS PARAMÉTRICOS Y EVALUACIÓN DE SU INFLUENCIA EN LA DEMANDA ENERGÉTICA DE EDIFICIOS

Doctorando: Miguel Ángel Blanco Rodríguez

Directores de Tesis: D. Koldobika Martín Escudero
D. José María Sala Lizarraga

Bilbao, mayo de 2017

Resumen

La promoción de la eficiencia energética dentro de las políticas desarrolladas por la Unión Europea en los últimos años ha impulsado el estudio de los elementos que componen la envolvente térmica de los edificios, de cara a obtener una reducción en su consumo energético y alcanzar el objetivo de construir edificios con consumo casi nulo e incluso productores netos de energía.

En este contexto, resulta especialmente interesante el estudio de elementos constructivos que pueden aportar una mejora en la eficiencia energética en los edificios y que sin embargo no han sido hasta el momento suficientemente estudiados, como es el caso de la contraventana. Si bien la normativa existente incluye algunas referencias y ecuaciones analíticas para cuantificar la influencia de este elemento, estas se limitan a régimen estacionario y sus especificaciones no son suficientes para caracterizar con precisión su comportamiento térmico. Con respecto a régimen dinámico, apenas existen referencias y estas se limitan a estudiar casos muy específicos no extrapolables a otro tipo de soluciones.

El objetivo de esta Tesis es abordar el estudio de caracterización térmica de las contraventanas tanto en régimen estacionario, mediante el concepto de resistencia térmica adicional que aporta al hueco de ventana, como en régimen dinámico, mediante la influencia de su inercia. El análisis no se limita a la propia contraventana, sino también a los efectos que provoca en elementos adyacentes, como son los puentes térmicos de ventana. Las conclusiones obtenidas a partir de los resultados de estos estudios establecen las bases para un nuevo diseño de contraventana que emplea diferentes recursos, tanto en posición abierta como cerrada, de cara a maximizar la reducción de demanda energética de un edificio. En todos los estudios mencionados se han evaluado diferentes parámetros relacionados con la configuración geométrica o térmica de contraventana o del edificio en el que se disponen, con el fin de

evaluar el grado de influencia de cada uno de ellos, utilizando para ello tanto métodos numéricos como herramientas de simulación energética de edificios.

Los resultados obtenidos destacan el gran potencial que tienen las contraventanas para reducir el riesgo de condensaciones en los puentes térmicos y para reducir la demanda energética de calefacción de un edificio a través de su resistencia térmica, su inercia y su influencia en los puentes térmicos.

Palabras clave: Contraventana, eficiencia energética, resistencia térmica adicional, inercia, régimen dinámico, puentes térmicos, simulación energética de edificios

Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a todas las personas que, directa o indirectamente, han contribuido con su ayuda durante todos estos años a la elaboración de esta Tesis.

En primer lugar, a mis directores de Tesis. A Koldo, por ayudarme desde mis primeros pasos en el campo de la investigación, por sus consejos siempre acertados y por su gran generosidad, disponibilidad y dedicación. A José Mari, igualmente, por su inestimable ayuda en el enfoque de la Tesis, por la confianza depositada en mi y por su experiencia y comentarios aportados.

A los compañeros del Departamento, por haberme ayudado y facilitado mi trabajo durante estos últimos meses.

A Ramón Losada, por su apoyo y por todos sus sabios consejos, tanto a nivel académico como profesional. A Iñigo Azkarate, por su ayuda y generosidad durante todos estos años.

A Josu, David, Javi y todos los demás amigos, por compartir conmigo esos momentos de descanso necesarios para continuar con más fuerza y ánimo el camino.

A mis hermanas Irene y Nieves y a toda mi familia, por estar siempre cerca, interesándose por el desarrollo de la Tesis y por ayudarme en todo lo posible. Mención especial a mi madre, cuya admiración y orgullo por mi me anima a seguir trabajando y mejorando, y a mi padre, por haberme inculcado desde pequeño el espíritu de trabajo y sacrificio, sin el cual no hubiese podido llegar hasta aquí.

Y por supuesto, a María, mi mujer, por su ayuda, comprensión y apoyo incondicional, y a mis hijos, Javier y Diego, por llenar de alegría cada momento. El tiempo que les he privado de poder estar los cuatro juntos durante los últimos meses será debidamente recuperado.

Doy gracias a Dios por haber puesto en mi camino a todas estas personas.

Índice

Resumen	I
Agradecimientos	III
Índice	V
Lista de figuras.....	XI
Lista de tablas	XVII

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN	3
1.1.- Antecedentes	3
1.2.- Definiciones básicas.....	6
1.3.- Contraventanas	9
1.3.1.- Definición	9
1.3.2.- La contraventana en la arquitectura europea	11
1.3.3.- Clasificación.....	20
1.4.- Legislación vigente.....	24
1.4.1.- Normativa UNE EN ISO.....	25
1.4.2.- Normativa en España	30
1.5.- La contraventana en la investigación científica.....	35
1.6.- Objetivos de la Tesis	48
1.7.- Estructura de la Tesis.....	50

CAPÍTULO 2

INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LA TRANSMITANCIA TÉRMICA DE LA VENTANA SEGÚN DIFERENTES METODOLOGÍAS	55
2.1.- Introducción	55
2.2.- Objetivos.....	59

2.3.- Cálculo según modelo analítico: ISO 10077-1	60
2.3.1.- Resistencia térmica suplementaria aportada por la contraventana	61
2.3.2.- Cálculo de la transmitancia térmica de hueco de ventana.....	62
2.4.- Cálculo según modelo analítico alternativo: ISO 6946	66
2.5.- Cálculo según modelo numérico.....	69
2.5.1.- Geometría y mallado	70
2.5.2.- Formulación.....	71
2.5.3.- Parámetros de estudio.....	71
2.5.4.- Validación del método numérico.....	75
2.5.5.- Resultados y análisis	76
2.5.5.1.- Análisis paramétrico del modelo numérico.....	79
2.5.5.1.1.- Análisis según las emisividades	79
2.5.5.1.2.- Análisis según el espesor de la cámara de aire	82
2.5.5.1.3.- Análisis según la transmitancia térmica de la ventana	87
2.5.5.1.4.- Análisis según la estación y severidad climática.....	90
2.5.5.2.- Análisis del número de Nusselt.....	91
2.6.- Comparación del método numérico y analítico.....	93
2.6.1.- Método numérico y UNE EN ISO 10077-1.....	93
2.6.2.- Método numérico y UNE EN ISO 6946.....	99
2.6.3.- Comparación de métodos analíticos.....	102
2.7.- Comentarios y conclusiones	103

CAPÍTULO 3	
INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LOS PUENTES TÉRMICOS DE VENTANA.....	111
3.1.- Introducción	111
3.2.- Objetivos.....	115
3.3.- Metodología.....	117
3.3.1.- Geometría, materiales y mallado	117
3.3.2.- Formulación y método de cálculo	123
3.3.3.- Parámetros a analizar.....	123
3.4.- Resultados y análisis.....	124

3.4.1.- Régimen estacionario	124
3.4.1.1.- Jamba	127
3.4.1.1.1.- Transmitancia térmica lineal	127
3.4.1.1.2.- Distribución de temperaturas	129
3.4.1.2.- Alféizar	133
3.4.1.2.1.- Transmitancia térmica lineal	133
3.4.1.2.2.- Distribución de temperaturas	135
3.4.1.3.- Dintel con caja de persiana	139
3.4.1.3.1.- Transmitancia térmica lineal	139
3.4.1.3.2.- Distribución de temperaturas	140
3.4.2.- Régimen dinámico	144
3.4.2.1.- Jamba	145
3.4.2.1.1.- Inercia	147
3.4.2.1.2.- Resistencia térmica de la contraventana.....	149
3.4.2.1.3.- Posición de la contraventana.....	150
3.4.2.1.4.- Temperatura superficial interior mínima	151
3.4.2.2.- Alféizar	153
3.4.2.2.1.- Inercia	155
3.4.2.2.2.- Resistencia térmica de la contraventana.....	156
3.4.2.2.3.- Posición de la contraventana.....	157
3.4.2.2.4.- Temperatura superficial interior mínima	159
3.4.2.3.- Dintel con caja de persiana	161
3.4.2.3.1.- Inercia	162
3.4.2.3.2.- Resistencia térmica de la contraventana.....	164
3.4.2.3.3.- Posición de la contraventana.....	164
3.4.2.3.4.- Temperatura superficial interior mínima	166
3.5.- Comentarios y conclusiones	168

CAPÍTULO 4
DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN DE CONTRAVENTANAS CON RESISTENCIA E INERCIA TÉRMICA Y SU INFLUENCIA EN LA DEMANDA ENERGÉTICA DE UN EDIFICIO RESIDENCIAL COLECTIVO175

4.1.- Objetivos.....	175
4.2.- Diseño de la contraventana	176
4.2.1.- Caracterización térmica	177
4.2.1.1.- Resistencia térmica	179

4.2.1.2.- Capacidad calorífica	179
4.2.1.3.- Propiedades superficiales de la contraventana.....	180
4.2.1.4.- Cámara de aire.....	180
4.2.1.5.- Puentes térmicos.....	180
4.2.2.- Modo de funcionamiento.....	181
4.2.2.1.- Periodo diurno	181
4.2.2.2.- Periodo nocturno	184
4.3.- Introducción a la simulación energética.....	185
4.4.- Metodología.....	190
4.4.1.- Edificio a simular.....	190
4.4.1.1.- Tipo de actuación propuesta en el edificio	193
4.4.2.- Zona climática y periodos analizados	194
4.4.3.- Modelos y herramientas informáticas empleadas.....	197
4.4.3.1.- Modelo del edificio a simular	199
4.4.3.2.- Cálculo de los puentes térmicos	201
4.4.3.3.- Cálculo energético de la masa térmica	201
4.4.4.- Variantes analizadas	205
4.4.4.1.- Variantes de edificio	205
4.4.4.2.- Variantes de masa térmica	207
4.5.- Resultados y análisis.....	208
4.5.1.- Resultados a nivel de edificio	209
4.5.1.1.- Caso de Vitoria con 8 cm de aislamiento	210
4.5.1.1.1.- Resultados anuales	210
4.5.1.1.2.- Eficiencia de las estrategias adoptadas	211
4.5.1.1.3.- Análisis horario	218
4.5.1.2.- Variantes de espesor de aislamiento de fachada.....	221
4.5.1.3.- Variantes de ubicación	227
4.5.1.3.1.- Burgos.....	227
4.5.1.3.2.- Almería.....	230
4.5.2.- Masa térmica	232
4.5.2.1.- Resultados diarios y anuales	232
4.5.2.2.- Análisis del caso Base.....	234
4.5.2.2.1.- Análisis de la orientación oeste	235
4.5.2.2.2.- Análisis de la orientación sur	240



4.5.2.2.3.- Análisis de la orientación este	242
4.5.2.3.- Análisis de las variantes	244
4.5.2.3.1.- Análisis según el espesor de la masa térmica	244
4.5.2.3.2.- Análisis según periodo de funcionamiento de calefacción	247
4.5.2.3.3.- Maximización de la reducción de demanda.....	249
4.5.3.- Resultados globales	252
4.5.4.- Cálculo del ahorro equivalente	253
4.6.- Resumen y conclusiones	255

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES	265
---------------------------	------------

5.1.- Introducción	265
5.2.- Aportaciones y conclusiones	266
5.3.- Futuras líneas de investigación.....	272

Referencias	277
--------------------------	------------

ANEXO A

FUNDAMENTOS FÍSICOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CONTRAVENTANAS Y FORMULACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO	287
---	------------

A.1. Fundamentos físicos de la transmisión de calor en contraventanas.....	289
---	------------

A.1.1.Transmisión de calor entre el ambiente exterior y la cara interior ..	290
---	-----

A.1.2.Transmisión de calor entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana.....	297
--	-----

A.1.3.Transmisión de calor entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana.....	305
--	-----

A.2. Formulación de la ecuación de energía con el método numérico	305
--	------------

ANEXO B
CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DE LAS SIMULACIONES REALIZADAS
CON MODELOS NUMÉRICOS313

B.1. Modelo para el cálculo de ΔR 315

B.1.1. Características térmicas de las ventanas 315

B.1.2. Caracterización geométrica del modelo de cálculo de ΔR 317

B.1.3. Características del mallado del modelo de cálculo de ΔR 318

B.2. Modelo para el cálculo de ψ 319

B.2.1. Características térmicas de las contraventanas 319

B.2.2. Caracterización geométrica del modelo de cálculo de ψ 320

B.2.3. Características del mallado del modelo de cálculo de ψ 322

Lista de figuras

- Fig. 1.1: Consumo de energía en los hogares EU-27 [%]
- Fig. 1.2: Arquitectura tradicional residencial con contraventanas en Mirepoix (Francia)
- Fig. 1.3: Edificios institucionales con contraventanas
- Fig. 1.4: Contraventanas en edificios ubicados en tipologías de plaza mayor
- Fig. 1.5: Edificio con contraventanas en el ensanche de Bilbao
- Fig. 1.6: Edificios con contraventanas en Alcudia (Mallorca)
- Fig. 1.7: Edificios con contraventanas en Vernazza (Italia)
- Fig. 1.8: Edificios con contraventanas en Rovinj (Croacia)
- Fig. 1.9: Edificio con contraventanas en Swabia (Alemania)
- Fig. 1.10: Edificios con contraventanas junto al lago Constanza (Suiza)
- Fig. 1.11: Edificio con contraventanas en Amriswil (Suiza)
- Fig. 1.12: Edificio con contraventanas en Alta Baviera (Alemania)
- Fig. 1.13: Edificios con contraventanas en Obernai (Francia)
- Fig. 1.14: Edificios con contraventanas en Espelette (Francia)
- Fig. 1.15: Edificios con contraventanas en San Juan de Luz (Francia)
- Fig. 1.16: Edificio con contraventanas en Dordrecht (Países Bajos)
- Fig. 1.17: Rehabilitación de cinco viviendas y un local (Cádiz) (Morales Sanchez, de Giles Dubois 2003-2007)
- Fig. 1.18: Edificio residencial colectivo 1 en Portugalete (Bizkaia)
- Fig. 1.19: Edificio residencial colectivo 2 en Portugalete (Bizkaia)
- Fig. 1.20: Ejemplo de contraventana 1
- Fig. 1.21: Ejemplo de contraventana 2
- Fig. 1.22: Ejemplo de contraventana 3
- Fig. 1.23: Resistencia suplementaria de la contraventana exterior
- Fig. 1.24: Definición de las rendijas perimetrales
- Fig. 1.25: Elementos de diseño pasivo y su importancia (Whang, Kim 2014)
- Fig. 1.26: Temperatura interior del recinto (Jeanjean, Olives & Py 2013)
- Fig. 1.27: Temperaturas y flujo de calor asociados a contraventanas abiertas y cerradas (Sinnesbichler et al. 2007)
- Fig. 1.28: Ahorro de energía con contraventanas exteriores (δ_e) e interiores (δ_i) (Oleskowicz-Popiel, Sobczak 2014)
- Fig. 1.29: Demanda energética anual en edificios residenciales con contraventanas (Sun 2013)
- Fig. 1.30: Demanda energética anual de calefacción en función del tipo de oscurecimiento en ventana (Tavares, Martins 2007)
- Fig. 1.31: Demanda energética de calefacción en función del tipo y control de sombra (Bastien, Athienitis 2012)

Fig. 1.32: Influencia de contraventanas PCM en la temperatura interior del aire (Silva et al. 2015a)

Fig. 1.33: Influencia de contraventanas PCM en la temperatura interior del aire durante la noche (Kooli et al. 2015)

Fig. 1.34: Ganancias de energía en ventanas orientación sur con dispositivos de sombra interiores y exteriores (Bastien, Athienitis 2015)

Fig. 2.1: Potencial de enfriamiento mediante ventilación nocturna (CCP) (Artmann, Manz & Heiselberg 2007)

Fig. 2.2: Flujo de calor según tipo de PCM en persiana exterior (Alawadhi 2012)

Fig. 2.3: Coeficiente de Influencia de la Contraventana (CIC) en función de U_w

Fig. 2.4: Geometría del modelo numérico

Fig. 2.5: Distribución de temperatura del aire a la mitad de altura de la cámara y comparación con resultados publicados

Fig. 2.6: Frecuencia de valores de ΔR obtenidos según método numérico

Fig. 2.7: ΔR según emisividades, $U_w = 0,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, severidad climática media.

Fig. 2.8: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según el par de emisividades

Fig. 2.9: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según el espesor de la cámara de aire

Fig. 2.10: Patrón tipo de distribución de temperatura del aire dentro de la cámara

Fig. 2.11: Patrón tipo de distribución de temperatura en el conjunto del cerramiento

Fig. 2.12: Vectores de velocidad del aire para $L=15 \text{ cm}$

Fig. 2.13: Patrón tipo de distribución de velocidad del aire dentro de la cámara

Fig. 2.14: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según U_w

Fig. 2.15: Valores de ΔR según U_w , para $L=5 \text{ cm}$ y emisividades 0,95/0,05

Fig. 2.16: Valores de temperatura del aire en la cámara

Fig. 2.17: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según la estación y severidad climática

Fig. 2.18: Valores medios de Nusselt en la cámara de aire según el espesor de la cámara de aire

Fig. 2.19: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,95

Fig. 2.20: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,80 / 0,80

Fig. 2.21: Desviación entre norma ISO 10077-1 y método numérico en función del espesor de cámara de aire, emisividades 0,80 / 0,80

Fig. 2.22: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,05

Fig. 2.23: Desviación entre ISO 6946 y modelo numérico en función del espesor de cámara de aire

Fig. 2.24: Valores de ΔR . Emisividades (0,95/0,05), $U_w = 0,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Severidad climática media.

- Fig. 2.25: Desviación de valores de norma ISO 6946 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,95
- Fig. 2.26: Desviación entre modelos analíticos y modelo numérico
- Fig. 3.1: Desviación en la demanda de calefacción entre la inclusión y la exclusión del efecto de los puentes térmicos (Theodosiou, Papadopoulou 2008)
- Fig. 3.2: Pérdidas de calor y porcentaje de incremento de la transmitancia térmica unidimensional de ventana (Cappelletti et al. 2011)
- Fig. 3.3: Modelo geométrico de la jamba
- Fig. 3.4: Modelo geométrico del alféizar
- Fig. 3.5: Modelo geométrico del dintel con caja de persiana
- Fig. 3.6: Transmitancia térmica lineal de la jamba con y sin contraventana
- Fig. 3.7: Distribución tipo de temperaturas en la jamba
- Fig. 3.8: Distribución de temperaturas en la jamba según posición y resistencia térmica de la contraventana
- Fig. 3.9: Factor de temperatura superficial interior en la jamba
- Fig. 3.10: Transmitancia térmica lineal del alféizar con y sin contraventana
- Fig. 3.11: Distribución tipo de temperaturas en el alféizar.
- Fig. 3.12: Distribución de temperaturas en el alféizar según R_{sh}
- Fig. 3.13: Factor de temperatura superficial interior en el alféizar
- Fig. 3.14: Transmitancia térmica lineal del dintel con y sin contraventana
- Fig. 3.15: Distribución tipo de temperaturas en el dintel.
- Fig. 3.16: Distribución de temperaturas en el dintel según R_{sh}
- Fig. 3.17: Factor de temperatura superficial interior en el dintel
- Fig. 3.18: Superposición de flujo interior de calor en la jamba
- Fig. 3.19: Desfase y amplitud en el puente térmico de jamba
- Fig. 3.20: Desfase en la jamba según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.21: Amplitud en la jamba según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.22: Flujo interior en la jamba según la resistencia térmica de la contraventana
- Fig. 3.23: Desfase (a) y amplitud (b) en la jamba según la posición de la contraventana
- Fig. 3.24: Temperatura superficial interior en la jamba
- Fig. 3.25: f_{Rsi} en la jamba en función de R_{sh} y la posición de la contraventana
- Fig. 3.26: Superposición de flujo interior de calor en el alféizar
- Fig. 3.27: Desfase y amplitud en el puente térmico de alféizar
- Fig. 3.28: Desfase en el alféizar según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.29: Amplitud en el alféizar según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.30: Flujo interior en el alféizar según la resistencia térmica de la contraventana
- Fig. 3.31: Desfase (a) y amplitud (b) en el alféizar según la posición de la contraventana
- Fig. 3.32: Temperatura superficial interior en el alféizar
- Fig. 3.33: f_{Rsi} en el alféizar en función de R_{sh} y la posición de la contraventana

- Fig. 3.34: Superposición de flujo interior de calor en el dintel
- Fig. 3.35: Desfase y amplitud en el puente térmico de dintel
- Fig. 3.36: Desfase en el dintel según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.37: Amplitud en el dintel según la inercia térmica de la contraventana
- Fig. 3.38: Flujo interior en el dintel según la resistencia térmica de la contraventana
- Fig. 3.39: Desfase (a) y amplitud (b) en el dintel según la posición de la contraventana
- Fig. 3.40: Temperatura superficial interior en el dintel
- Fig. 3.41: f_{Rsi} en el alféizar en función de R_{sh} y la posición de la contraventana
- Fig. 4.1: Contraventana cerrada. Detalle de capas
- Fig. 4.2: Contraventana abierta. Detalle de capas
- Fig. 4.3: Proceso de apertura de la contraventana
- Fig. 4.4: Relación entre ecuaciones de balance de calor y condiciones de contorno (Pedersen, Fisher & Liesen 1997)
- Fig. 4.5: Esquema de funcionamiento de EnergyPlus (U.S. Department of Energy 1996-2015)
- Fig. 4.6: Edificio a simular. Fotografías
- Fig. 4.7: Edificio a simular. Planta tipo
- Fig. 4.8: Edificio a simular. Alzados: a) oeste; b) norte
- Fig. 4.9: Edificio a simular. a) alzado este; b) sección transversal
- Fig. 4.10: Datos climáticos de Vitoria
- Fig. 4.11: Temperatura sol-aire en día tipo de invierno. Vitoria
- Fig. 4.12: Edificio modelado en DesignBuilder
- Fig. 4.13: División interna de la planta tipo en zonas térmicas
- Fig. 4.14: Caracterización térmica en periodo diurno. Contraventana
- Fig. 4.15: Caracterización térmica en periodo diurno. Ventana
- Fig. 4.16: Caracterización térmica en periodo nocturno
- Fig. 4.17: Datos climáticos de Burgos
- Fig. 4.18: Datos climáticos de Almería
- Fig. 4.19: Demanda anual de calefacción y refrigeración. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.20: Demanda mensual de calefacción y refrigeración. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.21: Demanda anual diurna. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.22: Demanda mensual diurna. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.23: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo diurno. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.24: Demanda anual nocturna. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.25: Pérdidas de calor por ventanas. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.26: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo nocturno. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.27: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo diurno+nocturno. Vitoria, aisl. 8 cm

- Fig. 4.28: Demanda de calefacción en día tipo de invierno. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.29: Demanda de refrigeración en día tipo de verano. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.30: Demanda anual de calefacción y refrigeración. Vitoria
- Fig. 4.31: Transmitancia térmica de muro en zona de influencia de la contraventana. Vitoria
- Fig. 4.32: Demanda anual diurna. Vitoria
- Fig. 4.33: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo diurno. Vitoria
- Fig. 4.34: Demanda anual nocturna. Variantes de aislamiento. Vitoria
- Fig. 4.35: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo diurno+nocturno.
Vitoria
- Fig. 4.36: Influencia del aislamiento en la contribución a la reducción de demanda de
calefacción. Vitoria
- Fig. 4.37: Demanda anual de calefacción y refrigeración. Burgos, aisl. 8 cm
- Fig. 4.38: Demanda anual diurna. Burgos, aisl. 8 cm
- Fig. 4.39: Demanda anual nocturna. Burgos, aisl. 8 cm
- Fig. 4.40: Contribución a la reducción de demanda de calefacción. Periodo diurno+nocturno.
Burgos, aisl. 8 cm
- Fig. 4.41: Demanda anual de calefacción y refrigeración. Almería, aisl. 8 cm
- Fig. 4.42: Demanda anual diurna. Almería aisl. 8 cm
- Fig. 4.43: Demanda anual nocturna. Almería, aisl. 8 cm
- Fig. 4.44: Influencia de la masa térmica en la demanda diaria de calefacción (19 a 23 h)
- Fig. 4.45: Temperaturas con contraventana abierta. Vitoria, fachada oeste
- Fig. 4.46: Temperaturas de masa térmica, periodo diurno. Vitoria, fachada oeste
- Fig. 4.47: Temperaturas y flujos con contraventana cerrada. Vitoria, fachada oeste
- Fig. 4.48: Temperaturas en hueco de ventana, periodo nocturno. Vitoria, fachada oeste
- Fig. 4.49: Temperaturas con contraventana abierta. Vitoria, fachada sur
- Fig. 4.50: Temperaturas y flujos con contraventana cerrada. Vitoria, fachada sur
- Fig. 4.51: Temperaturas con contraventana abierta. Vitoria, fachada este
- Fig. 4.52: Temperaturas y flujos con contraventana cerrada. Vitoria, fachada este
- Fig. 4.53: Temperaturas contraventana abierta. Fachada oeste. Masa térmica 5cm
- Fig. 4.54: Ahorro anual de calefacción en función del espesor de masa térmica (calefacción
de 19 a 23 h)
- Fig. 4.55: Ahorro anual de calefacción en función del espesor de masa térmica (calefacción
de 19 a 8 h)
- Fig. 4.56: Reducción de demanda de calefacción según periodo diario de calefacción
- Fig. 4.57: Temperatura de la masa térmica según hora de cierre de contraventana
- Fig. 4.58: Influencia de la masa térmica en la reducción de demanda anual
- Fig. 4.59: Demanda global de calefacción. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. 4.60: Contribución global a la reducción de demanda de calefacción. Vitoria, aisl. 8 cm
- Fig. A.1: Sección transversal de hueco de ventana con contraventana

Fig. A.2: Conducción a través de un elemento de volumen delgado

Fig. A.3: Convección natural en una placa vertical caliente dentro de un fluido

Fig. A.4: Movimiento de aire por convección natural

Fig. B.1: Geometría y dimensiones de modelos de jamba

Fig. B.2: Geometría y dimensiones de modelos de alféizar

Fig. B.3: Geometría y dimensiones de modelos de dintel con caja de persiana

Lista de tablas

Tabla 1.1: Clasificación de contraventanas

Tabla 2.1: Características de las contraventanas según ISO 10077-1

Tabla 2.2: Valores de U_{ws} y CIC

Tabla 2.3: Resultados. Invierno, severidad climática media, $U_w=1,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Tabla 2.4: Desviaciones máximas obtenidas con métodos analíticos

Tabla 3.1: Características térmicas de los materiales

Tabla 3.2: Características térmicas de las contraventanas

Tabla 3.3: Resultados obtenidos de la jamba en régimen estacionario

Tabla 3.4: Resultados obtenidos del alféizar en régimen estacionario

Tabla 3.5: Resultados obtenidos del dintel en régimen estacionario

Tabla 3.6: f_{Rsi} (din) en la jamba

Tabla 3.7: f_{Rsi} (din) en el alféizar

Tabla 3.8: f_{Rsi} (din) en el dintel

Tabla 4.1: Propiedades térmicas de las capas de la contraventana

Tabla 4.2: Características de los programas de simulación energética de edificios (Harish, Kumar 2016)

Tabla 4.3: Resultados de demanda anual de calefacción

Tabla 4.4: Resultados de demanda anual de refrigeración

Tabla 4.5: Influencia de masa térmica en la demanda anual de calefacción (19 a 23 h)

Tabla 4.6: Influencia de masa térmica en la demanda anual de calefacción (19 a 8 h)

Tabla 4.7: Influencia de la masa térmica en la demanda anual de calefacción. Hipótesis de máxima optimización

Tabla 4.8: Ahorro económico anual en demanda de calefacción

Tabla B.1: Coeficientes de transmisión térmica lineal cristal/marco según UNE EN ISO 10077-1:2010

Tabla B.2: Características térmicas de las ventanas

Tabla B.3: Características térmicas de la contraventana

Tabla B.4: Características de malla de los modelos de cálculo de ΔR

Tabla B.5: Composición de contraventana con inercia alta

Tabla B.6: Composición de contraventana con inercia baja

Tabla B.7: Características de malla de los modelos de cálculo de ψ



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1.- Antecedentes

El sector de la construcción se caracteriza por el gran impacto ambiental que su actividad genera. Este hecho, paralelamente con su gran potencial de ahorro y el hecho de que el sector edificatorio represente el 40% del consumo total de energía de la Unión Europea (UE) (International Energy Agency 2012) hacen especialmente interesantes las inversiones en eficiencia energética en este sector. En este sentido, la eficiencia energética se ha convertido, junto con el uso de la energía procedente de fuentes renovables, en uno de los pilares fundamentales de la Unión Europea para reforzar, de una forma rentable, la seguridad del abastecimiento energético y reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y de otras sustancias contaminantes. De esta forma, la eficiencia energética se convierte en un aspecto fundamental para la implantación de una economía basada en un crecimiento, sostenible e integrador, que utilice eficazmente los recursos naturales y consiga un elevado nivel de protección medioambiental (European Commission 2010b).

En esta política hacia una economía hipocarbónica que se pretende alcanzar en 2050, se considera un objetivo de paso fundamental para el 2020 el ahorro del 20% de la energía primaria con respecto a la previsión de consumo para ese mismo año, lo que supondría una reducción de 368 Mtep (European Commission 2010a).

Los efectos combinados de la plena aplicación de las medidas nuevas y existentes, tanto en materia de eficiencia energética como del uso de la energía procedente de fuentes renovables, tendrán como consecuencia una transformación de la vida cotidiana de los hogares europeos, pudiéndose generar ahorros de hasta 1.000 € por hogar cada año (European Commission 2008), mejorar la competitividad industrial de Europa, estimular el progreso

tecnológico, ofrecer oportunidades de desarrollo regional, crear hasta dos millones de puestos de trabajo y reducir las emisiones anuales de gases de efecto invernadero en 740 millones de toneladas (European Commission 2011b). En un ámbito más global, dichas medidas posibilitarán el cumplimiento del Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), así como su compromiso a largo plazo de mantener el aumento de la temperatura global por debajo de 2 °C y su compromiso de reducir, para 2020, las emisiones totales de gases de efecto invernadero en un 20 % como mínimo con respecto a los niveles de 1990.

En el ámbito edificatorio, las políticas de la UE se centran en la puesta en marcha de procesos de renovación de los edificios con el fin de mejorar la eficiencia energética de los componentes y aparatos utilizados en ellos. Así, los Estados miembros deberán legislar de forma que para el año 2021 todos los edificios nuevos sean edificios de consumo de energía casi nulo. En el caso de edificios públicos, esta exigencia deberá cumplirse para el año 2019 (European Parliament 2010).

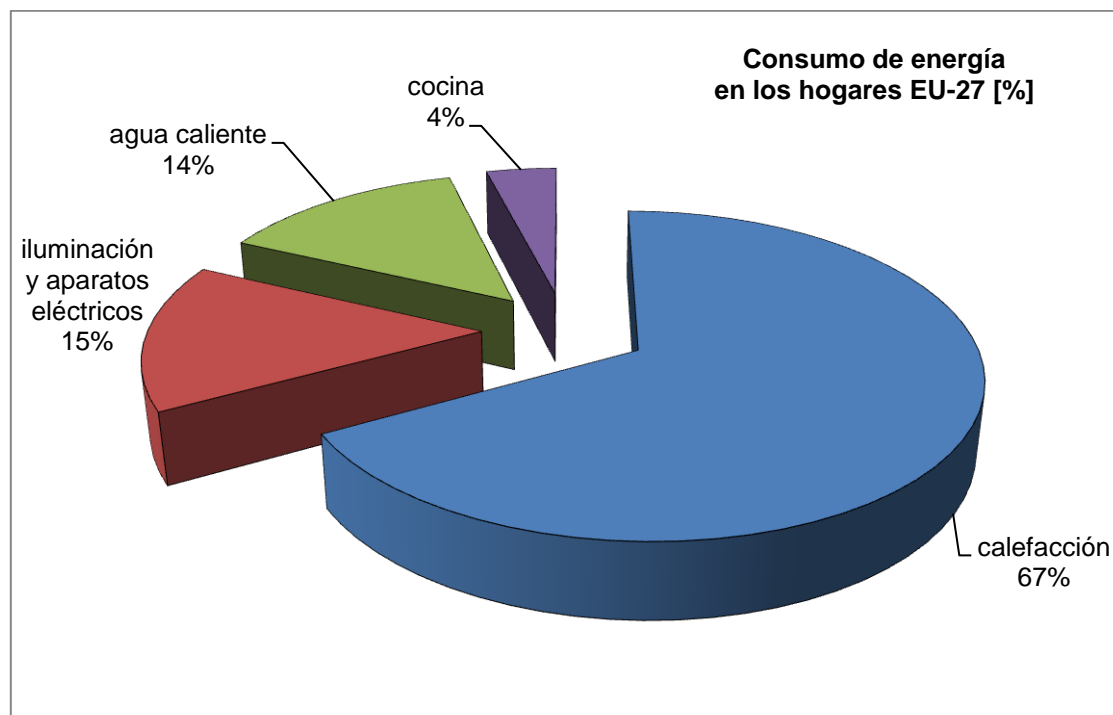


Fig. 1.1: Consumo de energía en los hogares EU-27 [%]

Existe en la actualidad un gran potencial de ahorro de energía sin aprovechar. A modo de ejemplo, actualmente, más del 40 % de las ventanas en la UE sigue siendo de cristal único y otro 40 % son ventanas antiguas de doble cristal sin revestimiento (Glass for Europe 2011). Esto tiene una repercusión directa en el consumo de calefacción, el cual representa, en el caso concreto de las viviendas, dos tercios del consumo de energía total del edificio (**Fig. 1.1**) (European Commission 2011a).

Las medidas destinadas a mejorar la eficiencia energética de los edificios deben tener en cuenta las condiciones climáticas de la zona, así como el entorno ambiental interior y la rentabilidad en términos de coste-eficacia. Dichas medidas no deben afectar a otros requisitos aplicables a los edificios, tales como la accesibilidad, la seguridad y el uso previsto del edificio.

Para el estudio de la eficiencia energética no sólo deben tenerse en cuenta las características térmicas del edificio, sino también otros factores que desempeñan un papel cada vez más importante, tales como las instalaciones de calefacción y aire acondicionado, la utilización de energía procedente de fuentes renovables, los elementos pasivos de calefacción y refrigeración, el sombreado, la calidad del aire interior, la adecuada iluminación natural y el diseño del edificio.

El hecho de que en los últimos años se haya aumentado el número de instalaciones de aire acondicionado en los países europeos está provocando problemas importantes en las horas de máxima carga, aumentando el coste de la electricidad y perturbando el balance energético de esos países. Para corregir este problema, la UE da prioridad a las estrategias que mejoren el comportamiento térmico de los edificios en el verano.

Para ello, se favorece la implantación de medidas que eviten el sobrecalentamiento, tales como el sombreado y la suficiente inercia térmica en la construcción de edificios, así como el perfeccionamiento y aplicación de

técnicas de enfriamiento pasivo. En este sentido, la elección de las ventanas y sus dispositivos de sombreado juegan un papel fundamental, ya que se estima que la pérdida de energía, por calefacción y refrigeración, a través de las ventanas es del orden del 25% del total de energía consumida en el ámbito residencial en los países de la Organización para la Cooperación y Desarrollo Económicos (OCDE) (Muneer et al. 2000).

El presente proyecto se enmarca dentro de la mejora de la eficiencia energética del sector de la construcción, abordando para ello el estudio de las contraventanas, como uno de los sistemas que pueden ayudar a reducir la pérdida de energía a través de los huecos de la envolvente vertical exterior.

1.2.- Definiciones básicas

A lo largo del presente estudio se hará referencia a algunos conceptos básicos que son necesarios para la comprensión del mismo. A continuación se exponen dichos conceptos junto con sus definiciones, obtenidas del Código Técnico de la Edificación (Ministerio de Vivienda 2006) (Ministerio de Fomento 2013) y la norma UNE EN ISO 10211 (AENOR 2012c):

Absortividad (α): Fracción de la radiación solar incidente a una superficie que es absorbida por la misma. La absortividad va de 0,0 (0%) hasta 1,0 (100%).

Coefficiente de acoplamiento térmico (L_{2D}): Flujo de calor por la diferencia de temperatura entre los dos ambientes que están conectados térmicamente por la construcción que se está considerando.

Demanda energética: Energía útil necesaria que tendrían que proporcionar los sistemas técnicos para mantener en el interior del edificio unas condiciones definidas reglamentariamente. Se puede dividir en demanda energética de calefacción, de refrigeración, de agua caliente sanitaria (ACS) y de iluminación,

y se expresa en kWh/m²·año, considerada la superficie útil de los espacios habitables del edificio.

Energía final: Energía tal y como se utiliza en los puntos de consumo. Es la que compran los consumidores, en forma de electricidad, carburantes u otros combustibles usados de forma directa.

Energía primaria: Energía suministrada al edificio procedente de fuentes renovables y no renovables, que no ha sufrido ningún proceso previo de conversión o transformación. Es la energía contenida en los combustibles y otras fuentes de energía e incluye la energía necesaria para generar la energía final consumida, incluyendo las pérdidas por su transporte hasta el edificio, almacenamiento, etc.

Emisividad (ϵ): Capacidad relativa de una superficie para radiar calor. Los factores de emisividad van de 0,0 (0%) hasta 1,0 (100%).

Envolvente edificatoria: Se compone de todos los cerramientos del edificio.

Envolvente térmica: Se compone de los cerramientos del edificio que separan los recintos habitables del ambiente exterior y las particiones interiores que separan los recintos habitables de los no habitables que a su vez estén en contacto con el ambiente exterior.

Factor de sombra (F_s): Es la fracción de la radiación incidente en un hueco que no es bloqueada por la presencia de obstáculos de fachada tales como retranqueos, voladizos, toldos, salientes laterales u otros.

Factor de temperatura superficial interior ($f_{R_{si}}$): Diferencia entre la temperatura superficial interior y la temperatura exterior, dividida por la diferencia entre las temperaturas interior y exterior, calculada con una resistencia superficial interior R_{si} .

Factor solar (FS): Es el cociente entre la radiación solar a incidencia normal que se introduce en el edificio a través del acristalamiento y la que se introduciría si el acristalamiento se sustituyese por un hueco perfectamente transparente.

Hueco: Es cualquier elemento semitransparente de la envolvente del edificio. Comprende las ventanas y puertas acristaladas.

Permeabilidad al aire: Es la propiedad de una ventana o puerta de dejar pasar el aire cuando se encuentra sometida a una presión diferencial. La permeabilidad al aire se caracteriza por la capacidad de paso del aire, expresada en m^3/h , en función de la diferencia de presiones.

Porcentaje de huecos: Fracción del área total de la fachada ocupada por los huecos de la misma, expresada en porcentaje.

Puente térmico: Se consideran puentes térmicos las zonas de la envolvente del edificio en las que se evidencia una variación de la uniformidad de la construcción, ya sea por un cambio del espesor del cerramiento, de los materiales empleados, por penetración de elementos constructivos con diferente conductividad, etc., lo que conlleva generalmente una minoración de la resistencia térmica respecto al resto de los cerramientos.

Puente térmico lineal: Puente térmico con una sección transversal uniforme a lo largo de uno de los tres ejes ortogonales.

Recinto habitable: Recinto interior destinado al uso de personas cuya densidad de ocupación y tiempo de estancia exigen unas condiciones acústicas, térmicas y de salubridad adecuadas.

Recinto no habitable: Recinto interior no destinado al uso permanente de personas o cuya ocupación, por ser ocasional o excepcional y por ser bajo el tiempo de estancia, sólo exige unas condiciones de salubridad adecuadas.

Transmitancia térmica lineal: Flujo de calor en estado estacionario dividido por la longitud y por la diferencia de temperatura entre los ambientes a cada lado del puente térmico.

1.3.- Contraventanas

1.3.1.- Definición

Según la RAE (Real Academia Española 2014), el término “contraventana” tiene dos acepciones:

1. f. *Puerta que interiormente cierra sobre la vidriera.*
2. f. *Puerta de madera que se pone en la parte de afuera para mayor resguardo de las ventanas y vidrieras.*

La diferenciación entre las dos definiciones hace referencia, por tanto, a la disposición del elemento con respecto a la ventana o vidriera. Como se detallará en el siguiente apartado, además del criterio de posición con respecto a la ventana, existen otros criterios para clasificar una contraventana.

En inglés, el término empleado para referirse a una contraventana es “*shutter*”, y se define, según Oxford Dictionaries (Oxford dictionaries), como:

- *each of a pair of hinged panels, often louvered, fixed inside or outside a window that can be closed for security or privacy or to keep out light.*

La definición según el diccionario de arquitectura de Oxford (Stevens 2007), es:

- *Sliding, rolling, or folding door to close a window on the outside or the inside.*

Se aprecia que la principal diferencia entre estas dos definiciones se centra en el sistema de apertura. Mientras la primera limita el concepto de contraventana a aquellas que disponen de una apertura mediante bisagras, y por tanto a una tipología batiente o plegable, la segunda extiende este concepto también a aquellas que disponen un sistema de apertura corredera y enrollable.

Las dos primeras definiciones expuestas hacen referencia al concepto más tradicional, esto es, el de una puerta batiente adosada a una ventana. La mayoría de los ejemplos que han existido a lo largo de la historia son de esta tipología. La última definición analizada es más contemporánea, ya que incorpora tipologías que únicamente han comenzado a extenderse a partir del siglo XX.

No obstante, cabe apuntar que el término “*rolling door*” puede ser algo confuso, ya que la palabra empleada tradicionalmente para referirse a estos elementos es “*blind*”, cuya traducción es “*persiana*”. También existe normativa internacional, escrita en inglés, en la que la persiana es denominada “*rolling shutter*” o “*roller shutter*” (ISO 2012).

Si bien existen similitudes entre los conceptos de contraventana y persiana – fundamentalmente en lo que a su función de protección y oscurecimiento se refiere–, la tipología de persiana es sustancialmente diferente a la contraventana, sobre todo en lo que se refiere a las soluciones constructivas necesarias para su colocación. Por lo tanto, se considera preferible aplicar el término “*enrollable*” únicamente a las persianas, y no a las contraventanas.

Una vez estudiadas las definiciones anteriores, a modo de síntesis, se puede definir la contraventana como:

- Elemento constructivo, tipológicamente análogo a una puerta, que se dispone en los huecos de fachada, y que cumple una función, principalmente, de protección y de control de la luz.

1.3.2.- La contraventana en la arquitectura europea

El empleo de la contraventana es frecuente en la arquitectura europea. Su utilización está ligada, fundamentalmente, a la arquitectura tradicional vernácula de edificación residencial (**Fig. 1.2**), si bien también se pueden encontrar ejemplos de edificios institucionales con este tipo de elementos constructivos (**Fig. 1.3**).



Fig. 1.2: Arquitectura tradicional residencial con contraventanas en Mirepoix (Francia)



a)



b)

Fig. 1.3: Edificios institucionales con contraventanas
a) Ayuntamiento de Rousillón, Luberon (Francia)
b) Gobierno Civil de Bizkaia (Bilbao)

La contraventana ha sido un elemento constructivo definitorio de la tipología de plaza mayor realizada en los cascos antiguos de las ciudades durante, principalmente, el s.XIX (**Fig. 1.4**). También ha sido un recurso utilizado en la edificación durante la época de desarrollo de los ensanches urbanos entre finales del s.XIX y principios del s. XX (**Fig. 1.5**).



a)

b)

Fig. 1.4: Contraventanas en edificios ubicados en tipologías de plaza mayor
a) Madrid; b) Bilbao



Fig. 1.5: Edificio con contraventanas en el ensanche de Bilbao

La edificación en áreas mediterráneas es especialmente característica en el empleo de las contraventanas. Su utilización como elemento de protección solar ha sido conjugada con una integración compositiva armoniosa con el resto de elementos constructivos y formales de fachada, consiguiendo que la contraventana haya llegado a ser un elemento definitorio más de la tipología constructiva vinculada a la arquitectura mediterránea (**Fig. 1.6**) (**Fig. 1.7**) (**Fig. 1.8**).



Fig. 1.6: Edificios con contraventanas en Alcudia (Mallorca)



Fig. 1.7: Edificios con contraventanas en Vernazza (Italia)



Fig. 1.8: Edificios con contraventanas en Rovinj (Croacia)

En las regiones continentales (*Fig. 1.9*) (*Fig. 1.10*) (*Fig. 1.11*) (*Fig. 1.12*), por el contrario, su uso está vinculado a la protección del hueco frente al frío y los fenómenos atmosféricos (viento, lluvia, nieve), habiéndose convertido, al igual que en el caso de las regiones mediterráneas, en un elemento integrado en la arquitectura tradicional y definitoria de la misma.



Fig. 1.9: Edificio con contraventanas en Swabia (Alemania)



Fig. 1.10: Edificios con contraventanas junto al lago Constanza (Suiza)



Fig. 1.11: Edificio con contraventanas en Amriswil (Suiza)



Fig. 1.12: Edificio con contraventanas en Alta Baviera (Alemania)

En cualquier caso, es necesario reseñar que la utilización o no de la contraventana en la arquitectura de una región está fundamentalmente vinculada a aspectos culturales, sociales y tradicionales de cada región, más que a motivos de cualquier otra índole (económicos, climáticos, constructivos, etc.). De esta forma se explica que existan países en los que la contraventana sería un elemento adecuado para la protección contra el frío (por ejemplo en los países nórdicos) y sin embargo apenas se utiliza, mientras que en regiones con climas no tan severos, se emplea habitualmente (**Fig. 1.13**) (**Fig. 1.14**) (**Fig. 1.15**).



Fig. 1.13: Edificios con contraventanas en Obernai (Francia)



Fig. 1.14: Edificios con contraventanas en Espelette (Francia)



Fig. 1.15: Edificios con contraventanas en San Juan de Luz (Francia)

En la actualidad, la contraventana sigue presente en el parque edificatorio y su utilización sigue ligada tanto a aspectos culturales y tradicionales como a requerimientos energéticos, e incluso a motivos estéticos, pudiendo en este último caso utilizarse tanto con una configuración tradicional (**Fig. 1.16**), como en rehabilitación con una reinterpretación contemporánea (**Fig. 1.17**) o en combinación con sistemas constructivos actuales, como pueden ser las fachadas ventiladas (**Fig. 1.18**) (**Fig. 1.19**).



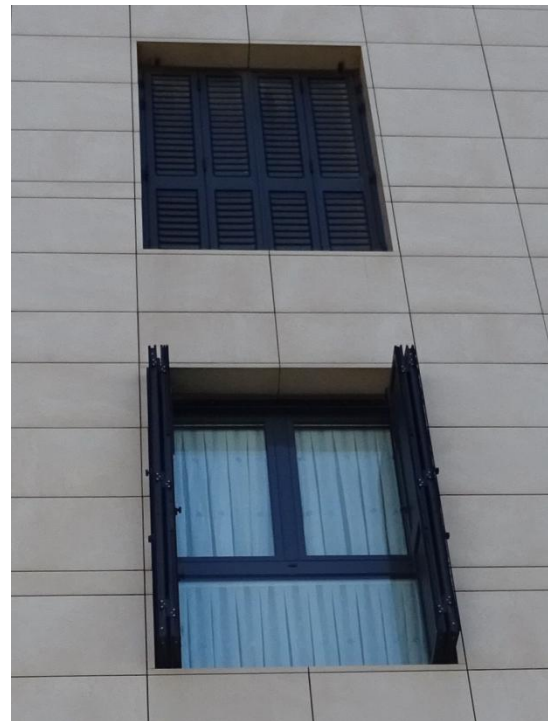
Fig. 1.16: Edificio con contraventanas en Dordrecht (Países Bajos)



Fig. 1.17: Rehabilitación de cinco viviendas y un local (Cádiz) (Morales Sanchez, de Giles Dubois 2003-2007)



a)



b)

Fig. 1.18: Edificio residencial colectivo 1 en Portugalete (Bizkaia)

a) Vista general; b) Detalle hueco de fachada



Fig. 1.19: Edificio residencial colectivo 2 en Portugalete (Bizkaia)
a) Vista general; b) Detalle hueco de fachada

1.3.3.- Clasificación

Existen diferentes parámetros con los que se puede clasificar a una contraventana. Generalmente, el parámetro principal se refiere a la configuración de la hoja, ya sea en lo que a material se refiere como a su estructura (**Tabla 1.1**).

La combinación entre todos los parámetros da lugar a una multitud de variantes, tal y como queda reflejado en la extensa gama comercial disponible actualmente en el mercado.

<p>Por el material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - madera - aluminio - PVC - hierro - acero inoxidable - fibra de vidrio - vinilo - tela, ...etc. 	<p>Por su función:</p> <ul style="list-style-type: none"> - control lumínico - control térmico - control de la ventilación - seguridad <ul style="list-style-type: none"> - protección contra los agentes atmosféricos - protección contra el ruido - privacidad - estética
<p>Por el modo de accionamiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> - manual - motorizado 	<p>Por su posición con respecto a la carpintería:</p> <ul style="list-style-type: none"> - interior - exterior
<p>Por la estructura de la hoja:</p> <ul style="list-style-type: none"> - opaca - lamas (fijas u orientables) - mixta (opaca+lamas) 	<p>Por posición en la jamba</p> <ul style="list-style-type: none"> - en cara interior de fachada - en cara exterior de fachada - en posición intermedia de jamba - adosada a carpintería
<p>Por la composición de la hoja:</p> <ul style="list-style-type: none"> - homogénea (maciza o hueca) - heterogénea 	<p>Por el sistema de apertura:</p> <ul style="list-style-type: none"> - batiente - corredera - plegable - oscilante - oscilo-batiente
<p>Por la unión con la fachada:</p> <ul style="list-style-type: none"> - unión directa a fachada - mediante marco perimetral 	

Tabla 1.1: Clasificación de contraventanas

Como ejemplos, se muestra a continuación una contraventana exterior metálica, homogénea maciza, de lamas fijas, accionamiento manual, adosada a carpintería, plegable, con marco perimetral (**Fig. 1.20**).



Fig. 1.20: Ejemplo de contraventana 1

En la siguiente figura (**Fig. 1.21**), se muestra una contraventana exterior de madera, homogénea maciza, accionamiento manual, en cara exterior de fachada, batiente, sin marco perimetral.



Fig. 1.21: Ejemplo de contraventana 2

Otro ejemplo de contraventana se muestra en la (**Fig. 1.22**), siendo de tipo exterior de madera, homogénea maciza, mixta (opaca y con lamas), accionamiento manual, en cara exterior de fachada, batiente, sin marco perimetral.



Fig. 1.22: Ejemplo de contraventana 3

En la presente tesis se limitará el estudio a las variantes más utilizadas y que mayor influencia tienen en el control térmico del edificio. En este sentido, se escogen los parámetros siguientes como representativos de una contraventana tipo:

- Por la posición con respecto a la carpintería: exterior. La posición al exterior de la contraventana posibilita un mayor control de la radiación solar, dado que la intercepta antes de que esta atraviese el vidrio de la ventana. Asimismo, esta posición permite proteger la ventana contra los agentes atmosféricos, como por ejemplo el viento, pudiendo de esta forma reducir el coeficiente de convección exterior. Dentro de la posición exterior, esta se puede colocar en diferentes

planos con respecto al de fachada, ya sea enrasada con ella o en una zona intermedia de la jamba.

- Por el material: el material se definirá de forma indirecta mediante la resistencia térmica de la contraventana, por lo que el estudio no se limita a uno o varios materiales determinados.
- Por la estructura de la hoja: opaca. Esta tipología dispone de una permeabilidad nula al aire en el núcleo de la contraventana. Asimismo, este tipo de hoja bloquea completamente el paso de la radiación solar directa, si bien a cambio imposibilita la iluminación natural de las estancias cuando esta se encuentra cerrada.
- Por su permeabilidad al aire: Estanca. Se considera que no existen filtraciones de aire del exterior a la cámara de aire que queda configurada entre la contraventana y la ventana, ni a través de la hoja ni por la unión con el marco.

El estudio que se va a realizar en la presente tesis se va a centrar, por tanto, en una contraventana exterior de estructura opaca y estanca. En general, todas las conclusiones de esta Tesis se pueden ampliar a cualquier elemento de la envolvente que, disponiéndose en los huecos de ventana, tenga las características descritas, es decir, en posición exterior respecto a la ventana, estructura opaca y estanca, como podría ser una persiana enrollable con las juntas diseñadas de forma que se garantice su estanqueidad al aire.

1.4.- Legislación vigente

Existe muy poca legislación acerca de las contraventanas. Una de las causas más probables de que esto ocurra es el escaso uso que se hace de ellas con una finalidad de mejora del comportamiento térmico del edificio, limitándose su

uso en la actualidad, principalmente a una cuestión estética y de oscurecimiento de las estancias. Esto provoca que tampoco exista, por parte de los organismos públicos, una necesidad de definir su uso desde el punto de vista térmico. A continuación se describen las principales normas que las regulan.

1.4.1.- Normativa UNE EN ISO

Existen diferentes normas europeas en las que se especifican métodos de cálculo aplicables a elementos y componentes de edificación. Es en la UNE EN ISO 10077-1:2010 (AENOR 2010) en la que se tiene en cuenta la influencia térmica de las contraventanas exteriores.

Para ello, se aborda el estudio de estos elementos asimilando el efecto de una contraventana con el de una resistencia térmica suplementaria que se aporta al hueco de fachada. Esta resistencia térmica suplementaria la aportan la contraventana y la cámara de aire encerrada entre la ventana y la contraventana, y los principales parámetros que influyen en su valor son la permeabilidad y la resistencia térmica de la propia hoja de la contraventana.

El coeficiente U_{ws} de resistencia térmica de una ventana con contraventanas exteriores se calcula con la ecuación **(1.1)**:

$$U_{ws} = \frac{1}{1/U_w + \Delta R} \quad (1.1)$$

siendo:

U_w : coeficiente de transmisión térmica de la ventana

ΔR resistencia térmica suplementaria que aporta tanto la cámara de aire encerrada entre la contraventana y la ventana como la contraventana misma **(Fig. 1.23)**:

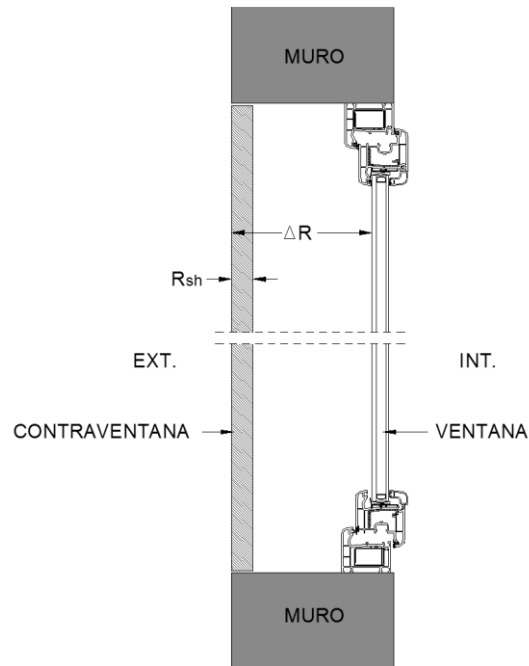


Fig. 1.23: Resistencia suplementaria de la contraventana exterior

El valor de ΔR se calcula en función de la permeabilidad al aire de la contraventana, según las siguientes expresiones:

- contraventanas con muy alta permeabilidad al aire:

$$\Delta R = 0,08 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (1.2)$$

- contraventanas con alta permeabilidad al aire:

$$\Delta R = 0,25 R_{sh} + 0,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (1.3)$$

- contraventanas con permeabilidad media al aire:

$$\Delta R = 0,55 R_{sh} + 0,11 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (1.4)$$

- contraventanas con baja permeabilidad al aire:

$$\Delta R = 0,80 R_{sh} + 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (1.5)$$

- contraventanas estancas:

$$\Delta R = 0,95 R_{sh} + 0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (1.6)$$

siendo R_{sh} la resistencia térmica de la contraventana ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$).

Del análisis de estas ecuaciones se aprecia cómo, a medida que la permeabilidad al aire se reduce, aumenta el efecto aislante tanto de la cámara de aire como de la contraventana. En el caso de contraventanas con muy alta permeabilidad al aire, el incremento de la resistencia térmica equivale a despreciar la resistencia térmica de la contraventana y a, aproximadamente, sustituir R_{se} por R_{si} , con el rango de valores empleados habitualmente. Este criterio está en consonancia con el empleado en la norma UNE EN ISO 6946:2012 (AENOR 2012a) para cámaras de aire muy ventiladas en elementos y componentes de edificación.

Del mismo modo, cuando se disponen cortinas (exteriores o interiores), la resistencia térmica de las mismas se desprecia ($R_{sh}=0$), con lo que ΔR , según las ecuaciones (1.2) (1.3) (1.4) (1.5) (1.6), variará entre 0,08 y 0,17 $m^2 \cdot K/W$, en función de la permeabilidad al aire que dichas cortinas ofrezcan. En la norma no se especifica en qué consisten las cortinas exteriores, siendo esta disposición muy poco habitual. Se entiende que esta tipología podría asimilarse con el de unas contraventanas cuyo material principal es una tela.

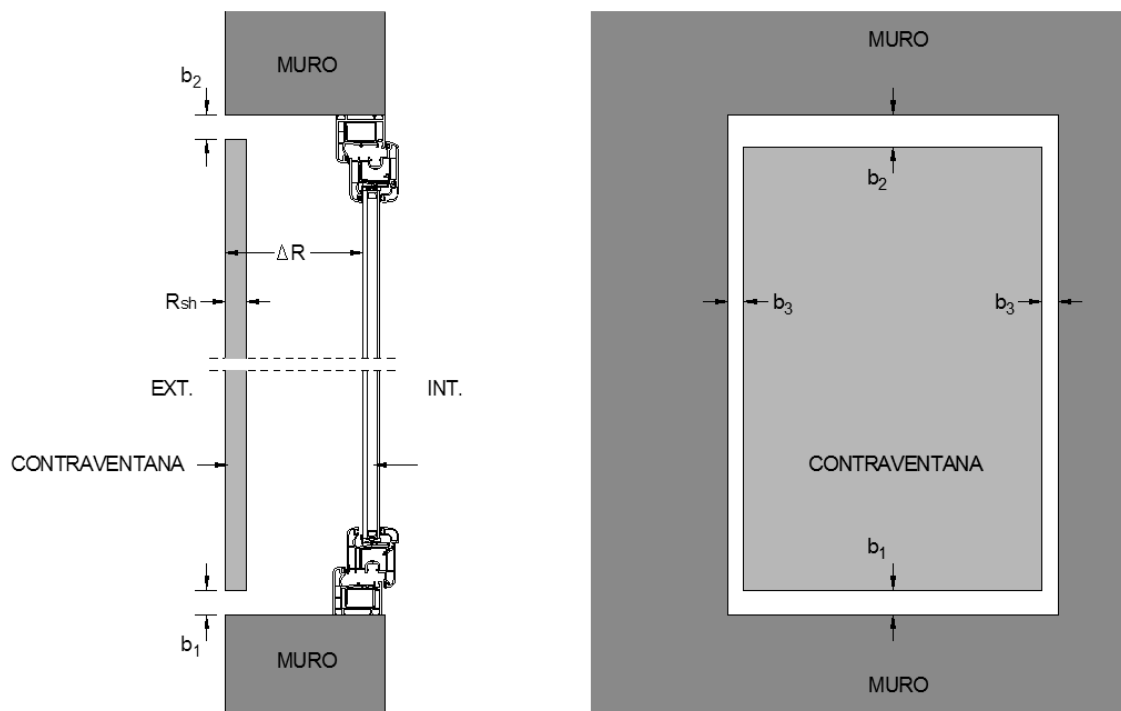


Fig. 1.24: Definición de las rendijas perimetrales

En el Anexo H de esta norma se fijan los criterios de evaluación de la permeabilidad, basados en el tamaño de las rendijas existentes entre los bordes de la contraventana y el contorno del hueco de fachada (**Fig. 1.24**) según la ecuación **(1.7)**.

$$b_{sh} = b_1 + b_2 + b_3 \quad (1.7)$$

b_{sh} : rendija total efectiva b_{sh} entre la contraventana y su entorno
 b_1, b_2, b_3 : rendijas medias en la parte alta, baja y lateral de la contraventana

Según este criterio, se establece la siguiente clasificación:

Si $b_{sh} > 35$ mm;	Muy alta permeabilidad	(Clase 1)
Si $15 \leq b_{sh} \leq 35$ mm;	Alta permeabilidad	(Clase 2)
Si $8 \leq b_{sh} \leq 15$ mm;	Media permeabilidad	(Clase 3)
Si $b_{sh} \leq 8$ mm;	Baja permeabilidad	(Clase 4)

Para clasificar una contraventana como estanca, es necesario que se cumplan alguna de las dos siguientes condiciones:

- $b_{sh} \leq 3$ mm y $b_1 + b_2 = 0$ ó $b_2 + b_3 = 0$
- Cumplir, mediante medición, que, bajo una presión de 10 Pa, el flujo de aire no supera $10 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$.

El método de cálculo prescrito por esta norma no tiene en cuenta:

- los efectos de la radiación solar
- las transferencias térmicas debidas a las infiltraciones de aire
- el cálculo de las condensaciones
- los efectos de puente térmico de la ranura o junta entre el marco de la ventana y el resto de la envolvente del edificio.

La exclusión de estos parámetros posibilita la obtención de resultados de un modo rápido y sencillo, en detrimento de la precisión de dichos resultados y de obviar otros aspectos importantes, los cuales, a pesar de no cuantificarse en la presente norma, si deberán tenerse en cuenta para evitar posibles patologías.

En el caso de la radiación solar, la absorptividad de la cara exterior de la hoja de la contraventana puede llegar a jugar un papel importante en su comportamiento térmico, fundamentalmente en climas con elevados niveles de radiación solar. No obstante, la radiación solar puede incluirse en el cálculo mediante procedimientos alternativos como el de temperatura sol-aire.

En el caso de las infiltraciones de aire, estas pueden provocar pérdidas o ganancias de calor en la cámara de aire situada entre ventana y contraventana, modificando además la transferencia de calor a través de la ventana (Yu, Joshi 1997) (Ramesh, Merzkirch 2001).

En el caso de las condensaciones y los efectos de puente térmico, además de las posibles afecciones en el comportamiento térmico, también pueden provocar la aparición de patologías constructivas por el efecto de la humedad y el desarrollo de mohos, lo cuales no solamente producen una degradación del elemento constructivo y un efecto estético negativo, sino que además están relacionados con la aparición de efectos perjudiciales para la salud (Gomez 2006).

Además, esta norma presenta una serie de limitaciones para su utilización, y que es necesario tener en cuenta. Para empezar, las ecuaciones **(1.2)(1.3)(1.4)(1.5)(1.6)**, únicamente son válidas para $R_{sh} < 0,3 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Esta limitación restringe en gran medida la utilización de esta norma para validar el comportamiento térmico de contraventanas con materiales aislantes en sus hojas, ya que esta resistencia se alcanza con un espesor reducido de aislamiento.

A modo de ejemplo, una contraventana de aluminio con relleno interior de espuma de poliuretano [$\lambda=0,03 \text{ W/m}\cdot\text{K}$] de 10 mm, tendría una resistencia térmica de $R=0,01 / 0,03 = 0,33 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, con lo que ΔR no podría calcularse mediante esta norma.

En el caso de contraventanas de madera maciza, suponiendo una densidad de 500 kg/m^3 y una conductividad térmica de $0,13 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (AENOR 2012b), la norma podría aplicarse para espesores de hoja de:

$$e < 0,3 \cdot 0,13 = 0,039 \text{ m} = 3,9 \text{ cm}$$

Los espesores de las contraventanas de madera maciza que se ofrecen en el mercado actual oscilan, habitualmente, entre 2 y 3 cm, por lo que, en este caso, si podría utilizarse esta norma para evaluar su comportamiento térmico.

Por último, hay que destacar que la propia norma reconoce la limitación que la utilización de la ecuación (1.6) supone para el caso de las contraventanas estancas, abriendo la puerta a que futuros estudios más exhaustivos puedan conducir a diferentes resultados.

1.4.2.- Normativa en España

En España, la normativa en la que se establecen las reglas y procedimientos para cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía es el Documento Básico HE – Ahorro de energía (CTE-DB-HE). Este documento, que se enmarca dentro del Código Técnico de la Edificación (CTE), vigente desde 2006, pretende conseguir un uso racional de la energía necesaria para la utilización de los edificios mediante la reducción de su consumo y el uso de fuentes de energía renovable (Ministerio de Vivienda 2006).

Dentro de las cinco exigencias básicas que se establecen en el citado documento, es la “Exigencia básica HE 1: Limitación de demanda energética” la que establece las características que debe tener la envolvente del edificio para limitar la demanda energética y alcanzar el bienestar térmico en el interior, según el uso del edificio, el clima y la estación del año. Para ello se tienen en cuenta aspectos como el aislamiento, la inercia, la permeabilidad al aire y la exposición a la radiación solar, así como el riesgo de aparición de humedades de condensación superficiales y/o intersticiales.

En su versión del año 2006, para justificar su cumplimiento, existen dos opciones: la simplificada y la general.

Con la primera opción, la limitación de la demanda energética se realiza de manera indirecta, estableciendo para ello la normativa unos determinados valores límite de transmitancia térmica y del factor solar modificado que el edificio no podrá superar.

La opción simplificada establece, en su “*Apéndice E – Cálculo de los parámetros característicos de la demanda*”, que el factor solar modificado en el hueco F se calcula mediante la ecuación **(1.8)**:

$$F = F_s \cdot [(1 - FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha] \quad (1.8)$$

en la que:

- FM: fracción del hueco ocupada por el marco
- g_{\perp} : factor solar de la parte semitransparente del hueco
- U_m : transmitancia térmica del marco del hueco
- α : absortividad del marco
- F_s : factor de sombra del hueco o lucernario.

El factor F_s depende del dispositivo de sombra que se utilice. Para cuantificar su valor, se pueden emplear valores tabulados que la propia norma proporciona en función del tipo de dispositivo, o realizar simulaciones. En caso de no poderse justificar “adecuadamente” el valor de F_s , se deberá considerar igual a la unidad. Sin embargo, no se especifica la metodología que se debe aplicar para calcular este factor mediante dicha simulación, con el fin de que el valor F_s calculado sea considerado “adecuado”.

Con la segunda opción, la limitación de la demanda energética se realiza de manera directa. Para ello se emplea un método basado en el cálculo hora a hora, en régimen dinámico, en el que se tienen en cuenta tanto las solicitudes interiores y exteriores como la inercia térmica del edificio. La normativa especifica que este método deberá tener en cuenta el efecto de persianas y cortinas exteriores a través de coeficientes correctores del factor solar y de la transmitancia térmica del hueco. Para ello, en las opciones del programa de cálculo de referencia LIDER (Ministerio de Vivienda 2007), se posibilita introducir parámetros de diferentes dispositivos de sombra, como salientes laterales, voladizos, dispositivos de lamas e incluso el efecto del retranqueo de la carpintería con respecto al plano exterior de fachada. En todos estos casos, se trata de dispositivos de sombra fijos.

Por otra parte, también existe la opción de simular el comportamiento de dispositivos de sombra estacionales (verano-invierno), mediante la aplicación de un corrector del factor solar y de la transmitancia térmica.

No existe, sin embargo, entre sus opciones para configurar los elementos de sombra del hueco, ninguno referente a las contraventanas. El único modo en el que el programa incluye un efecto de sombra parecido al que proporciona la contraventana es el hecho de que, de modo predeterminado y sin posibilidad de modificación, el programa supone que, en el uso vivienda, todas las ventanas están provistas de persiana y que están accionadas durante un determinado horario de funcionamiento, lo cual influye en el flujo de calor por

transmisión a través de la ventana y en la radiación entrante (AICIA 2009). A este respecto, si bien se dice en el manual de este programa que las persianas integradas en los acristalamientos, con el fin de oscurecer el interior, ya son tenidas en cuenta de forma automática por el programa, no se especifica de qué forma y con qué parámetros lo hace, por lo que no es posible establecer una correlación fiable entre ambos sistemas constructivos, de manera que se pueda simular el efecto de una contraventana por semejanza con una persiana.

Las ecuaciones que emplea el programa para considerar estos efectos son:

- Para la modificación de la transmitancia térmica del hueco, ecuación **(1.9)**:

$$U_{\text{modificado}} = U_{\text{original}} \cdot \text{factor}_U \quad (1.9)$$

Siendo:

$$\text{factor}_U = \frac{0,30}{1 + 0,165 \cdot U_{\text{original}}} + 0,70 \quad (1.10)$$

Valor válido tanto para la noche como para el día.

- Para la modificación del factor solar del hueco, ecuación **(1.11)**:

$$g_{\text{modificado}} = g_{\text{original}} \cdot \text{factor}_g \quad (1.11)$$

siendo $\text{factor}_g = 0,70$, aplicable durante el día.

Los valores aplicados en la fórmula suponen que el porcentaje de cobertura utilizado es del 30%, lo que se puede entender como el que el 30% de las ventanas tienen las persianas totalmente bajadas, o que todas las ventanas tienen las persianas bajadas un 30% de la altura total del hueco.

Con posterioridad, en 2013 se publicó una nueva versión de este documento normativo (Ministerio de Fomento 2013). En el camino que recorre la normativa europea con el fin de alcanzar el consumo casi nulo en los edificios, esta nueva versión reduce el valor de la demanda energética máxima que debe tener un edificio. Para ello, la demanda energética de los edificios se limita en función de la zona climática de la localidad en que se ubican y del uso previsto.

Para edificios residenciales privados, la normativa establece una demanda energética máxima según la siguiente expresión:

$$D_{cal,lim} = D_{cal,base} + \frac{F_{cal,sup}}{S} \quad (1.12)$$

Siendo:

$D_{cal,lim}$: valor límite de la demanda energética de calefacción, expresada en kWh/m²·año, considerada la superficie útil de los espacios habitables;

$D_{cal,base}$: valor base de la demanda energética de calefacción

$F_{cal,sup}$: factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción

S: superficie útil de los espacios habitables del edificio, en m²

El valor de $D_{cal,base}$ está en función de la zona climática de invierno en la que se ubica el edificio, oscilando entre 5 kWh/m²·año para las zonas α , A y B, y 40 kWh/m²·año para la zona E.

El valor de $F_{cal,sup}$ oscila entre 0 para las zonas α , A y B y 3000 para la zona E.

Del análisis de la expresión (1.12) se deduce que la normativa es más estricta en la limitación de la demanda energética en la medida que la severidad climática de invierno es más baja y la superficie del edificio aumenta.

Para la demanda energética de refrigeración, se establece el valor límite $D_{ref,lim}=15 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{año}$ para las zonas climáticas de verano 1, 2 y 3, o el valor límite y de $20 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{año}$ para la zona 4.

Estas dos exigencias diferenciadas de demanda energética de calefacción y de demanda energética de refrigeración en los edificios de uso residencial privado tienen por objeto conseguir un diseño adecuado de las estrategias para limitación de la demanda energética, ya que generalmente dichas estrategias son diferentes según se persiga disminuir la demanda de calefacción o la de refrigeración.

En el caso de edificios con otros usos diferentes del residencial privado, se establece un porcentaje mínimo de ahorro de la demanda energética conjunta de calefacción y refrigeración, respecto al edificio de referencia del edificio, que oscila entre el 0% y el 25%, según la zona climática de verano y la carga de las fuentes internas.

En lo que respecta a los huecos de fachada, la normativa estipula que *“deben considerarse las características geométricas de los huecos y el espacio al que pertenecen, al igual que las protecciones solares, sean fijas o móviles, y otros elementos que puedan producir sombras o disminuir la captación solar de los huecos”*, indicando la utilización de valores de factor de sombra (F_s) procedentes de fuentes de datos suficientemente contrastadas. En cualquier caso, la influencia de estos elementos se limita a la modificación del factor solar y no al aumento de transmitancia térmica que, en este caso, pudiera proporcionar la contraventana.

1.5.- La contraventana en la investigación científica

Las primeras referencias en artículos científicos en los que se estudia la influencia térmica de las contraventanas se publicaron en la década de los 70 y 80, haciéndose consideraciones generales acerca de su influencia térmica

(Stein 1977). En ese mismo año, se estudian los efectos térmicos de la periodicidad de apertura y cierre en dispositivos de ventana (Claridge 1977). Esta investigación concluye que el potencial de ahorro energético es mayor siguiendo una gestión diaria, si bien requiere un alto grado de concienciación y adiestramiento por parte de los usuarios, o la utilización de automatismos. La gestión por periodos estacionales, por el contrario, son preferibles cuando los costes y ahorros de energía son similares a los que se obtendrían mediante una gestión diaria, dado que requiere un menor tiempo de gestión de su funcionamiento.

En cuanto al método de control, se ha descubierto que el ahorro de energía puede incrementarse en torno a un 6% si el dispositivo de sombra exterior se controla en función del nivel de radiación, con respecto a otro controlado simplemente según la franja horaria del día (Seginer, Albright 1980). En este mismo sentido, se han medido ahorros de energía del 3,3% cuando la apertura de los dispositivos de sombra se basa en un determinado nivel de iluminación interior, comparado con el método de la franja horaria del día (Marsh, Albright & Langhans 1984).

En esta misma línea, en (Zaheer-Uddin 1987) se analiza el desarrollo de estrategias de control automático de apertura y cierre de la contraventana para la mejora del comportamiento térmico de casas pasivas, basadas en los balances de energía en la superficie de la ventana. Para ello, se establece un modelo que predice la demanda de calor y de sobrecalentamiento en una vivienda sujeta a cambios en el flujo de radiación y en la temperatura del aire. Los resultados muestran que las contraventanas de accionamiento automático pueden aportar aspectos positivos en el comportamiento térmico de las casas solares pasivas, dependiendo su efectividad, principalmente, de la intensidad de los cambios en las condiciones meteorológicas.

En esta época se comienzan a estudiar los diferentes tipos de contraventanas y su relación con los fundamentos físicos de la arquitectura pasiva y el

aprovechamiento de la energía solar (Shurcliff 1980). Asimismo, aparecen los primeros estudios sobre la influencia de la estanqueidad de las contraventanas en la transferencia de calor y en los fenómenos de condensación dentro de la cámara de aire que conforma la ventana y la contraventana (Bellemare 1986). Mediante ensayos en caja caliente guardada, se concluye que una contraventana con una única apertura o ranura en su perímetro no genera pérdidas de calor adicionales, esto es, la cámara de aire interior se comporta como una cámara estanca. Por el contrario, si se colocan dos ranuras, superior e inferior, se reduce entre el 30 y 100% de la resistencia térmica de la contraventana. En este mismo artículo, se concluye, en base a ensayos experimentales, que una contraventana no estanca con alta resistencia térmica, en un clima muy frío, evita la aparición de condensación en la cara interior de una ventana con doble acristalamiento.

Ya en la década de los 90, se analiza el comportamiento térmico de las contraventanas según un periodo anual, en régimen dinámico (Zaheer-Uddin 1990). El estudio establece que las contraventanas normalmente no ofrecen su resistencia térmica esperada, dado que, debido a los efectos térmicos y de infiltración que actúan en el interior de la cámara de aire, existe un periodo de tiempo desde que se cierran las contraventanas hasta que estas ofrecen su resistencia térmica completa. La investigación concluye que, debido a este fenómeno, es razonable establecer que la demanda de calor anual sea del orden del 5% mayor que la de una contraventana ideal, variando esta cifra en función de la transmitancia térmica de la contraventana.

Térmicamente, la contraventana actúa de formas completamente diferentes diferentes en función de si el periodo es de demanda de calefacción o refrigeración. Por una parte, durante el día, y principalmente durante el verano, bloquea la radiación procedente del exterior, disminuyendo así las ganancias de calor y evitando el sobrecalentamiento interior. El hecho de accionar la contraventana durante el día provoca la disminución o incluso la eliminación completa de la iluminación natural en una estancia, por lo que esta estrategia

debe compatibilizarse con los índices y niveles de ocupación y uso del recinto o, alternativamente, mediante el empleo de iluminación artificial.

Por otra parte, actúa como aislamiento térmico en el hueco de la ventana, proporcionando una resistencia térmica adicional y, reduciendo el flujo de calor que atraviesa el cerramiento. En general, esta estrategia se utiliza en periodos con demanda de calefacción y su uso resulta óptimo durante la noche, ya que su eventual uso durante el día, además de generar los problemas de falta de iluminación natural comentados anteriormente, evita la ganancia de calor que aporta la radiación solar y que igualmente contribuye a la disminución de la demanda de calefacción.

20 Selected PDEs and weight.

PDE	Weight	Rank	Priority results (multiple selection) (%)	Bar Graph
1 Solar panel	2.522	14	5.38	
2 Southern window + northern façade insulation	15.678	1	7.00	
3 Natural ventilation	12.433	2	7.37	
4 Sedum roof/green roof	2.678	12	4.74	
5 Sun room	2.303	16	5.93	
6 Zoning plan	6.776	6	6.11	
7 Wind catcher	1.897	18	3.33	
8 Air-tight structure	9.680	3	4.02	
9 Solar mirror light	2.502	15	1.69	
10 Northern planting	1.067	20	1.75	
11 Triple-plane glazing/vacuum glazing window	9.086	4	9.43	
12 Thermal flooring system	3.374	10	4.05	
13 Thermal wall	2.900	11	4.66	
14 Green wall	2.587	13	4.17	
15 External insulation system	7.738	5	5.82	
16 Heat reflect insulation form	3.647	9	4.80	
17 Air flow window	1.870	19	4.02	
18 Window shutter/external louver	4.009	8	5.48	
19 Double skin	5.186	7	7.56	
20 Solar reflecting paint	2.059	17	2.68	

Note: Red bars indicate that are directly related with building structure.

Fig. 1.25: Elementos de diseño pasivo y su importancia (Whang, Kim 2014)

La disposición de contraventanas exteriores para el control solar constituye un importante elemento de diseño pasivo para reducir la demanda energética. En (Whang, Kim 2014) se realiza una clasificación en base al grado de importancia de diferentes estrategias y elementos empleados en la arquitectura pasiva, utilizando para ello datos estadísticos que comparan las diferentes estrategias y las estimaciones de expertos. Según este estudio, la disposición de contraventanas exteriores (u otro dispositivo externo) para el control solar tiene

una importancia mayor a otras estrategias comúnmente empleadas como son la utilización de masa térmica en muros y suelos, eliminación de puentes térmicos, cubiertas y fachadas vegetales y paneles solares (**Fig. 1.25**).

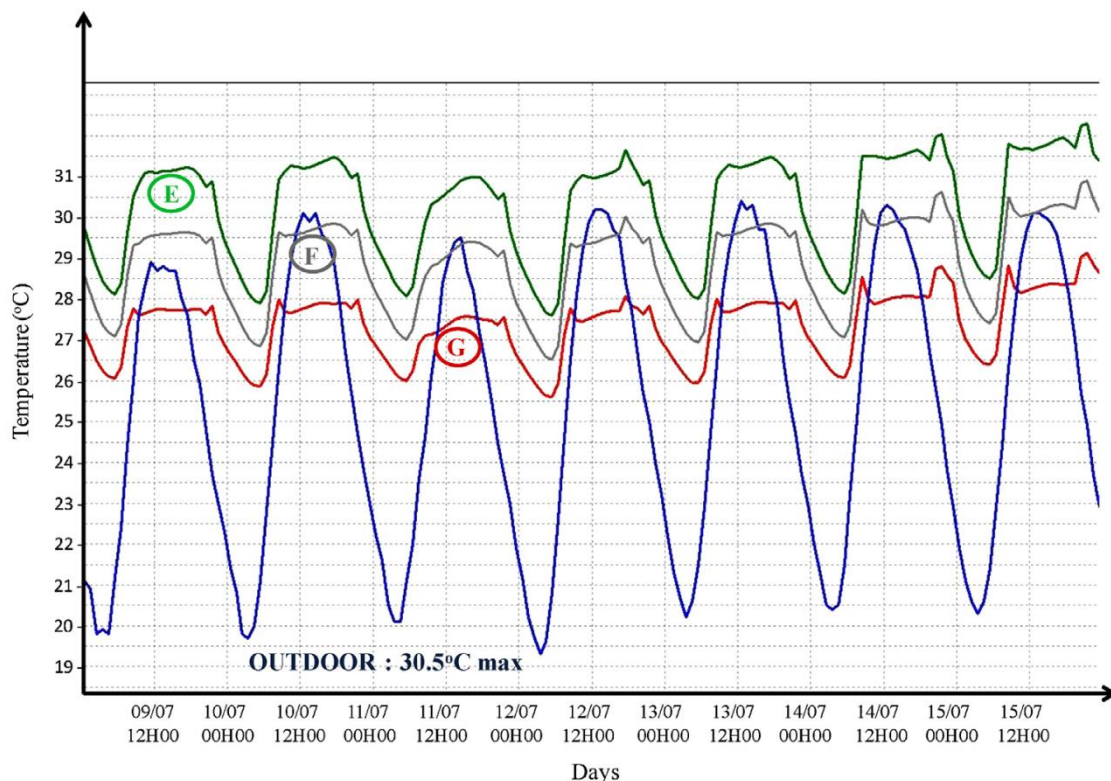
El primer método que, con cierta precisión, evalúa la disminución de la demanda de refrigeración que provocan las contraventanas, se publica en los años 80 (Todorovic, Curcija 1984). En él, se calculan en primer lugar las cargas de refrigeración como si los dispositivos de sombra exteriores estuvieran ausentes, y después se ajusta el resultado teniendo en cuenta el efecto de sombra que producen. Esta corrección aplica el “negative cooling load factor”, que se calcula de modo muy similar al utilizado para las cargas de refrigeración convencionales pero considerando como elemento de ganancia de calor el vidrio con su área de sombra, la cual varía con el tiempo.

La sombra arrojada en el vidrio puede ser cambiante en función de la configuración y grado de apertura de la contraventana, y de la latitud y franja horaria. La influencia que esta sombra cambiante tiene en las cargas de refrigeración también ha sido estudiada (Todorovic 1987). En (Al-Temeemi 1995) se sugiere que, en función del ángulo de incidencia de los rayos de sol, una ventana lo suficientemente retranqueada de la cara exterior de fachada puede conseguir el mismo efecto de bloqueo de radiación solar directa mediante las sombras arrojadas del dintel y las mochetas laterales.

La reducción de cargas de climatización aportada por la contraventana está siendo también analizada en la actualidad. En un edificio de baja altura en clima mediterráneo, la demanda de refrigeración puede reducirse hasta un 19,5% con el empleo de contraventanas en los huecos orientados a sur, mediante un control de apertura y cierre en función de la radiación incidente en el vidrio (Evola, Margani & Marletta 2014).

Se ha demostrado que las contraventanas exteriores son uno de los elementos más eficaces para reducir los efectos de una ola de calor en una vivienda,

reduciendo la cantidad de grados-hora, en una estancia orientada a sur, hasta el 71%, y demostrándose que son más eficaces que otros elementos de sombra como las contraventanas internas y las cortinas (Porritt et al. 2012). No obstante, su utilización durante el día genera otro tipo de problemas, como puede ser la necesidad de utilizar iluminación artificial debido a la pérdida de iluminación natural a través del hueco de ventana. Por ello, es necesario plantear la hipótesis de apertura y cierre y su grado de amplitud, no sólo en relación con la radiación solar, sino también con el nivel de ocupación de la estancia. Los resultados demuestran que, en verano, cuanto menor es el grado de apertura de la contraventana durante el día, la temperatura máxima y su amplitud durante el día es más reducida (**Fig. 1.26**). Con respecto a una contraventana cerrada el 100% durante el día, la temperatura máxima es en torno a 3-4°C superior si la apertura es del 75% y de 7°C superior si la apertura es del 50% (Jeanjean, Olives & Py 2013).



E: Contraventanas cerradas al 50% durante el día.
F: Contraventanas cerradas al 75% durante el día.
G: Contraventanas cerradas durante el día.

Fig. 1.26: Temperatura interior del recinto (Jeanjean, Olives & Py 2013)

En cuanto a la utilización de la contraventana como elemento aislante durante la época de invierno, en (Sinnesbichler et al. 2007) se analiza la mejora de la transmitancia térmica que aporta una persiana exterior enrollable, en dos ventanas con prestaciones térmicas diferentes ($U_{w1} = 2,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y $U_{w2} = 1,2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). Para ello, se analiza el flujo de calor y temperaturas del cerramiento durante una noche de invierno en régimen de calefacción, con las persianas bajadas de 22:00 hasta las 05:00 y se comparan los datos obtenidos durante otra noche con las persianas completamente subidas. La temperatura exterior, en ambos casos, se encuentra en torno a -1°C , mientras que la interior oscila entre $17\text{-}20^\circ\text{C}$. Los resultados muestran que la persiana consigue reducir la transmitancia del conjunto del hueco un 25% en el caso de la ventana con mejores prestaciones térmicas y del 30% en el otro caso. Asimismo, se observa que esta mejora de la transmitancia se consigue al cabo de 2 horas y 1 hora, respectivamente, desde el momento en que se cierra la persiana (**Fig. 1.27**).

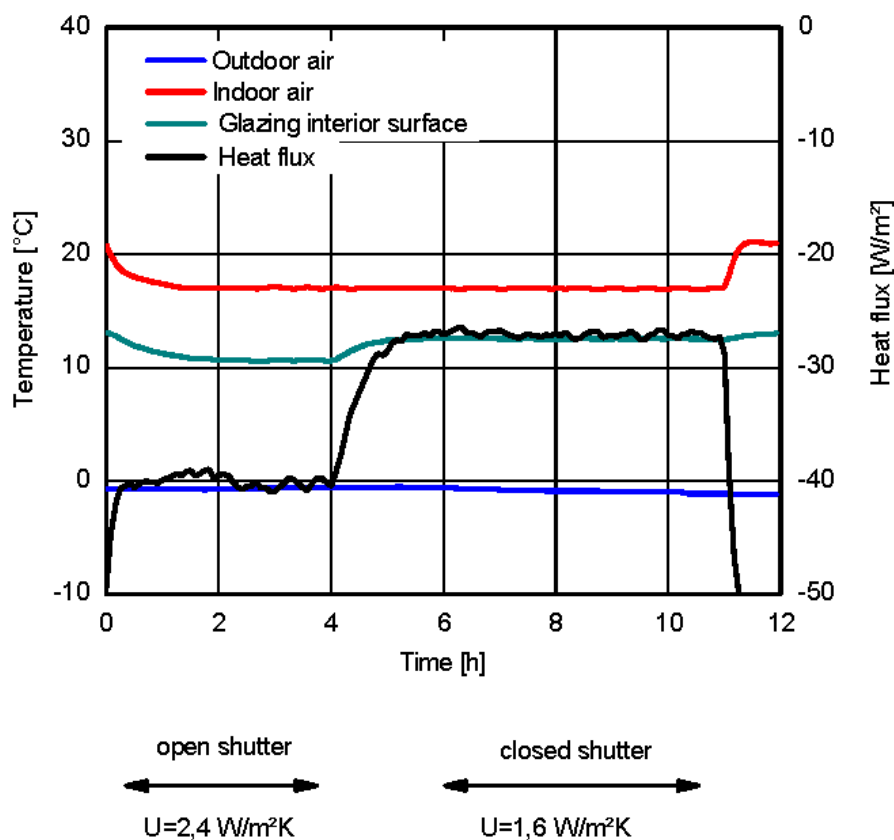


Fig. 1.27: Temperaturas y flujo de calor asociados a contraventanas abiertas y cerradas (Sinnesbichler et al. 2007)

En (Oleskowicz-Popiel, Sobczak 2014) se estudia el ahorro de energía que proporciona una persiana accionada durante la noche en la época de calefacción de un clima frío (Polonia). Para ello, se calcula los coeficientes de transferencia de calor interno y externo mediante correlaciones en las que se emplean datos meteorológicos reales de velocidad y temperatura del aire exterior registrados en la zona. Los cálculos se realizan tanto para persianas colocadas en el interior como para persianas exteriores, tratándose en ambos casos de persianas estancas, en las que el efecto de las infiltraciones puede ser despreciado. Se estudia asimismo el espacio de la cámara de aire entre ventana y persiana, así como la emisividad de las caras de vidrio y persiana. Los resultados muestran que las persianas internas y externas pueden llegar a reducir las pérdidas de calor un 33% y 45%, respectivamente (**Fig. 1.28**). Se establece 20 mm como espacio de cámara de aire mínimo entre ventana y persiana para poder llegar a estos valores.

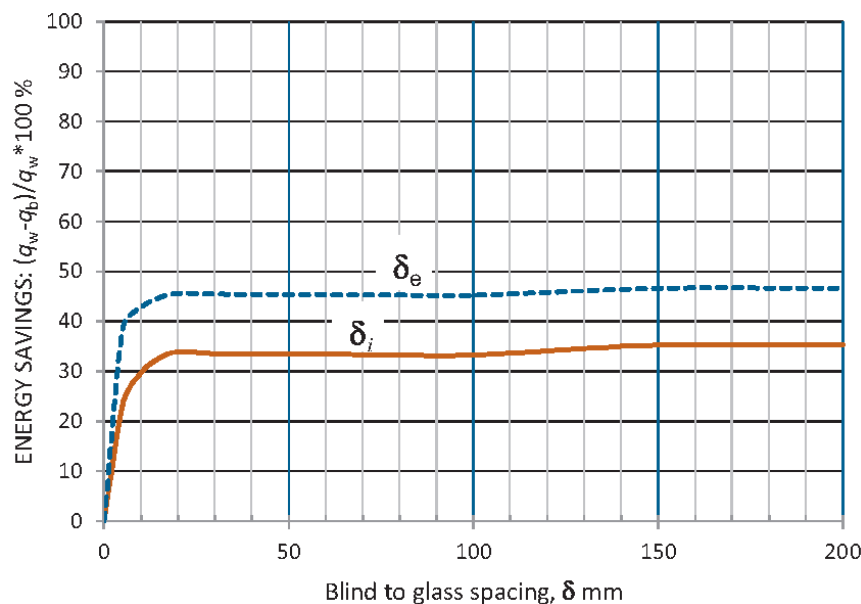
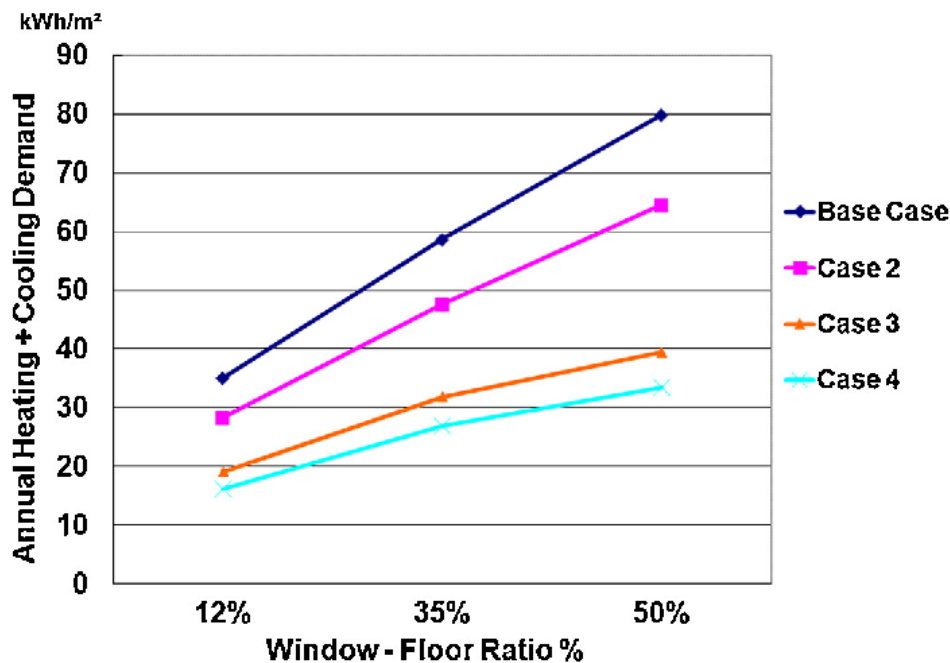


Fig. 1.28: Ahorro de energía con contraventanas exteriores (δ_e) e interiores (δ_i) (Oleskowicz-Popiel, Sobczak 2014)

En (Sun 2013) se estudian estrategias pasivas para reducir la demanda energética en apartamentos según diferentes regiones climáticas. La incorporación de contraventanas interiores en invierno en combinación con contraventanas exteriores en verano puede reducir la demanda anual total de

calefacción y refrigeración hasta 25 kWh/m² en un clima frío, si las contraventanas se encuentran cerradas durante el invierno desde las 16:00 hasta las 09:00 (**Fig. 1.29**).



Case 2: Sin contraventanas

Case 3: Con contraventanas (interiores en invierno, exteriores en verano)

Fig. 1.29: Demanda energética anual en edificios residenciales con contraventanas (Sun 2013)

Las investigaciones en el siglo XXI relativas a la contraventana se centran en tres aspectos fundamentales: influencia de la apertura y cierre para la optimización del comportamiento térmico, y utilización de nuevos materiales, fundamentalmente PCM.

La versatilidad que la contraventana ofrece, con comportamientos y estrategias diferentes según sea invierno o verano, y durante el día o la noche, se basa en su condición de elemento constructivo móvil, pudiéndose accionarse o deshabilitarse a voluntad del usuario. Por ello, es fundamental, para un correcto uso y aprovechamiento térmico, el estudio del momento óptimo de apertura y cierre. La importancia de una programación horaria de los momentos de apertura y cierre es importante sobre todo en zonas climáticas en las que la

radiación solar de invierno es fuente importante de energía que proporciona una ganancia de calor que contribuye a disminuir la demanda de calefacción. Así, en el caso de que una contraventana se encuentre cerrada durante todo el invierno, si bien disminuye la transmitancia del hueco de fachada, bloquea la radiación solar, lo que deriva en un aumento de la demanda de energía de calefacción (Tavares, Martins 2007) (**Fig. 1.30**).

Table 4
 Simulation results obtained for different types of shading and energy balance

Type of shading	Annual heating energy			Annual cooling energy			Energy balance (MWh) (columns 3 + 6)	Annual electric energy		
	Building needs (MWh)	Difference to the base case needs (MWh)	Percentual difference to the base case needs (%)	Building needs (MWh)	Difference to the base case needs (MWh)	Percentual difference to the base case needs (%)		Building needs (MWh)	Difference to the base case needs (MWh)	Percentual difference to the base case needs (%)
1 (base)	67.390	0.000	0.0	378.654	0.000	0.0	0.000	853.457	0.000	0.0
2	68.558	1.167	1.7	375.575	-3.080	-0.8	-1.913	850.915	-2.542	-0.3
3	68.376	0.986	1.5	374.125	-4.530	-1.2	-3.544	850.100	-3.357	-0.4
4	69.218	1.828	2.7	370.411	-8.243	-2.2	-6.415	847.534	-5.922	-0.7
5	70.169	2.779	4.1	364.795	-13.860	-3.7	-11.081	840.757	-12.699	-1.5
6	69.877	2.487	3.7	366.166	-12.488	-3.3	-10.001	842.113	-11.343	-1.3
7	70.990	3.600	5.3	365.559	-13.095	-3.5	-9.495	843.251	-10.205	-1.2
8	71.893	4.502	6.7	359.748	-18.906	-5.0	-14.404	838.666	-14.791	-1.7

1: 10 cm recessed windows, internal blinds. Design constraints impose the absence of openings on the east façade. North facing windows do not have shading devices. 2: 10 cm recessed windows, external shutters. 3: 15 cm recessed windows, internal blinds. 4: 20 cm recessed windows, internal blinds. 5: External fixed shading in all south and west facing windows, except in very wide openings. 6: External fixed shading on south facing windows. 20 cm recessed west facing windows (except in very wide openings), internal blinds in all south and west facing windows. 7: External fixed shading on south facing windows. 20 cm recessed west facing windows (including very wide openings). Internal blinds in all south and west facing windows. 8: External fixed shading on south facing windows. 20 cm recessed west facing windows (including very wide openings). A big fixed shading device at the main entrance, facing south.

Fig. 1.30: Demanda energética anual de calefacción en función del tipo de oscurecimiento en ventana (Tavares, Martins 2007)

En este sentido, el avance tecnológico de los mecanismos automáticos y la programación de algoritmos que controlen su accionamiento han promovido las investigaciones en este campo y han facilitado su aplicación real.

La amplia gama de sensores de radiación solar existentes en la actualidad y su bajo coste hacen que se favorezca la implementación de este tipo de dispositivos en detrimento de la programación horaria. El ahorro de energía que puede suponer el dispositivo de sombra oscila entre el 1 y 4% en función del nivel de radiación límite a partir del cual se produce la apertura o cierre del dispositivo (Dieleman, Kempkes 2006). Asimismo, un mecanismo de apertura y cierre basado en una correlación combinada de temperatura exterior y radiación puede reducir la demanda de energía hasta otro 4% que si se basa exclusivamente en un valor fijo de radiación exterior.

En el caso de que un cerramiento acristalado tenga dispositivos de sombra no sólo en el exterior, sino también en el interior, las posibilidades de apertura y cierre aumentan, además de posibilitar un mayor control de las ganancias y pérdidas de calor en función de las necesidades del momento (Bastien, Athienitis 2012). Se han estudiado algoritmos que combinan el movimiento de los dos sistemas en un clima frío durante el invierno, constatándose que la demanda de calefacción se puede reducir hasta un 76% comparado con un sistema de control basado en un nivel fijo de radiación solar (**Fig. 1.31**).

Type of control	Heating requirements (kWh)	Excess energy (kWh)	Average temperature (°C)
Windows without shades-With plants			
No shades	2722	404	14.05
Windows with interior shade-With plants			
Energy balance control	610	1579	18.72
Individual solar control (250W/m ²)	1003	830	17.35
Windows with exterior shade-With plants			
Energy balance control	366	1153	18.12
Individual solar control (150W/m ²)	682	632	16.68
Windows with interior and exterior shades-With plants			
Energy balance control	104	2061	20.50

Fig. 1.31: Demanda energética de calefacción en función del tipo y control de sombra (Bastien, Athienitis 2012)

La incorporación de PCM en contraventanas u otros dispositivos de sombra similares aporta una interesante solución para regular térmicamente los espacios interiores y reducir el flujo de calor. Según este estudio (Silva et al. 2015a), basado en el análisis de temperaturas y flujos de calor en dos estancias idénticas, uno equipado con persianas interiores de PCM y otro con persianas convencionales, en sendos ventanales orientados a sur, la reducción de la temperatura interior que aporta un elemento de sombra con PCM es entre un 35 y 90% superior al que aporta otro sin PCM. Del mismo modo, el pico máximo de temperatura se reduce entre el 30 y 40%. Por su parte, los flujos de calor son más equilibrados en el recinto con PCM, siendo menores que en el

edificio de referencia (sin PCM) tanto en periodos de demanda de calefacción como de refrigeración (**Fig. 1.32**).

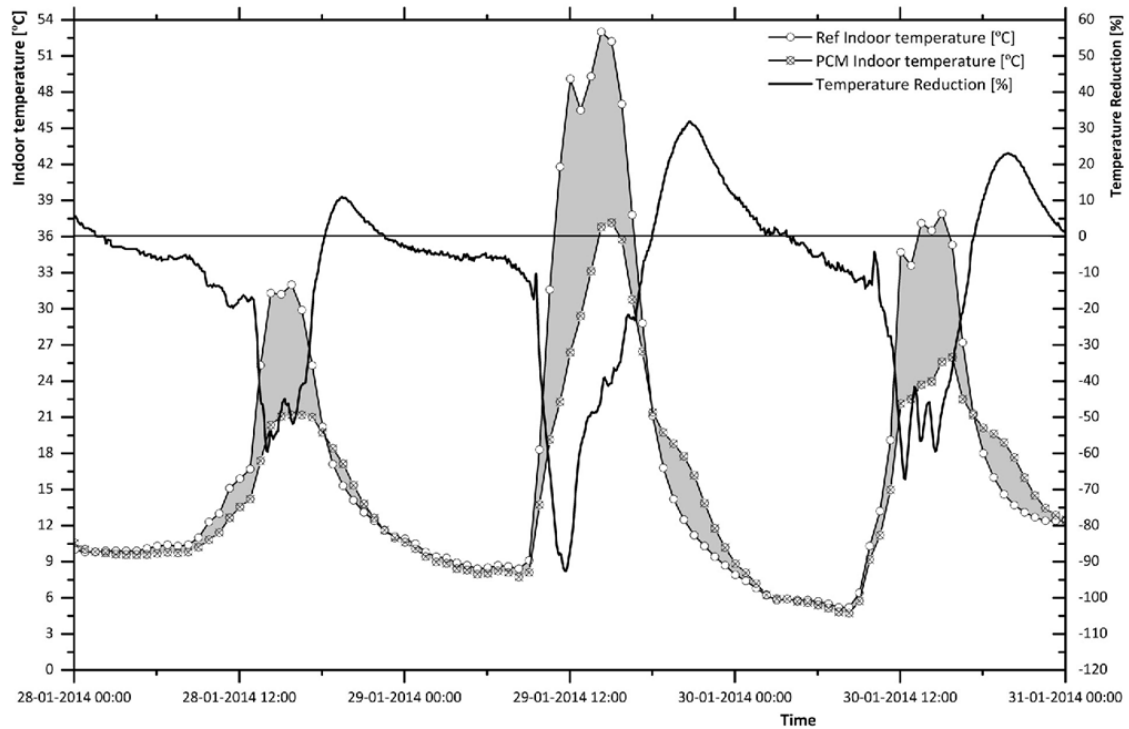


Fig. 1.32: Influencia de contraventanas PCM en la temperatura interior del aire (Silva et al. 2015a)

La utilización de PCM en las contraventanas puede llegar a ser importante cuando se intentan corregir las altas variaciones de temperatura entre el día y la noche. Su utilización durante la noche en elementos altamente acristalados, como un invernadero, puede aumentar la temperatura nocturna hasta 2°C y reducir la tasa de pérdida de calor por radiación del 61% al 24% (Kooli et al. 2015) (**Fig. 1.33**).

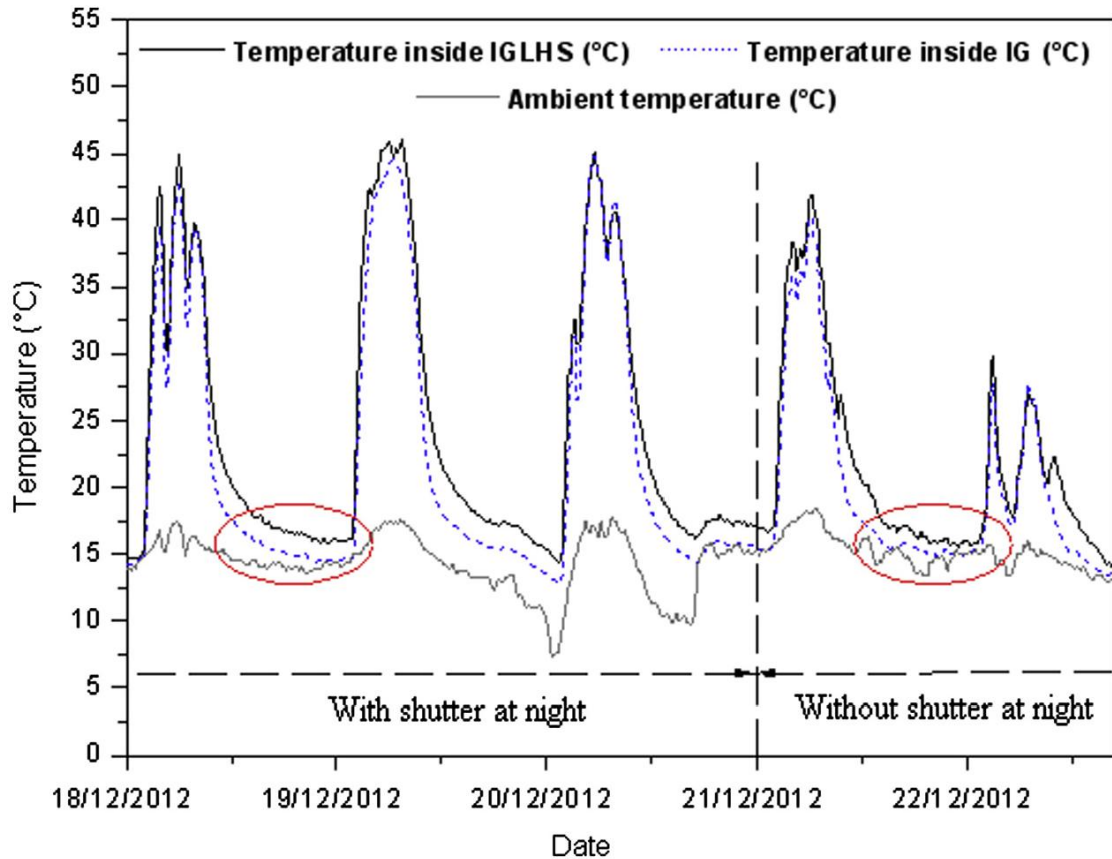


Fig. 1.33: Influencia de contraventanas PCM en la temperatura interior del aire durante la noche (Kooli et al. 2015)

El método de cálculo de flujo de energía que atraviesa una ventana dotada de contraventana es complejo, principalmente en lo que se refiere al cálculo de la resistencia térmica de la cámara de aire que conforma la contraventana y la ventana. Dado el coste computacional y complejidad que requieren los métodos numéricos, gran parte de las investigaciones publicadas basan su metodología de cálculo en correlaciones que permiten calcular los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación a partir de fórmulas que, en detrimento de un cálculo preciso, proporcionan resultados con una razonable rapidez. Con el objeto de sistematizar estos cálculos, existen publicaciones que han elaborado diagramas con los que es posible, desde una fase inicial de diseño, diseñar de una manera rápida y sencilla el tipo de ventanas y sus dispositivos de sombra asociados (interior, exterior o combinación de ambos),

contorno en la resistencia térmica adicional proporcionada por la contraventana.

- Determinación de la influencia de las contraventanas exteriores en los coeficientes de transmitancia térmica lineal de los puentes térmicos perimetrales del hueco de ventana, en función de la resistencia térmica de la contraventana y posición de la misma con respecto al muro de fachada.
- Estudio del efecto de la inercia térmica de las contraventanas en el desfase y amplitud de la onda térmica a través de los puentes térmicos perimetrales del hueco de ventana.
- Evaluación de la reducción del riesgo de condensación en los puentes térmicos perimetrales del hueco de ventana que proporcionan las contraventanas, tanto en régimen estacionario como en dinámico.
- Análisis de la influencia de las contraventanas en la demanda energética anual de un edificio de uso residencial, en función de la severidad climática y grado de aislamiento de fachada.
- Diseño y análisis de diferentes recursos, vinculados a las contraventanas abiertas, que aporten una reducción de la demanda energética del edificio durante el periodo diurno.
- Determinación de la influencia de la incorporación de masa térmica a la contraventana y estudio de optimización de la misma para evaluar su potencial máximo de reducción de demanda energética en edificios.

1.7.- Estructura de la Tesis

La tesis se estructura en cinco capítulos independientes entre sí, si bien en cada uno de ellos aparecen, a modo de referencias, aspectos o resultados de otros capítulos.

Después de la introducción del **CAPÍTULO 1**, en la que se definen los aspectos generales y la normativa relacionada con las contraventanas, y se analiza el estado del arte de la temática de la Tesis, en el **CAPÍTULO 2** se realiza un estudio detallado de los valores de resistencia térmica suplementaria que se obtienen con la aplicación de los métodos analíticos de las normas UNE EN ISO 10077-1 y UNE EN ISO 6946. A continuación, se lleva a cabo un estudio paramétrico en el que se analizan diversas variables que afectan a la resistencia térmica aportada por la contraventana, utilizando para ello un modelo numérico. Finalmente, se realiza una comparación entre los resultados obtenidos con los tres métodos con el fin de determinar el grado de error que se comete al utilizar los métodos analíticos de las normas ISO.

La finalidad del **CAPÍTULO 3** es la de evaluar la repercusión que una contraventana exterior estanca tiene en los puentes térmicos perimetrales de un hueco de ventana, es decir, en la jamba, alféizar y dintel. Para ello, en régimen estacionario, se cuantifica el valor de la transmitancia térmica lineal (ψ) y del factor de temperatura superficial interior ($f_{R_{si}}$), de cada puente térmico, tanto con contraventana como sin ella, comparándose ambos resultados. El análisis se realiza con diferentes modelos, según la posición de la contraventana dentro del hueco de ventana y según la resistencia térmica de la contraventana. En régimen dinámico, se realiza la misma comparación, analizando además la influencia de la inercia térmica de la contraventana, con el fin de evaluar la influencia de estos parámetros en el desfase y amplitud de la onda térmica.

En el **CAPÍTULO 4**, se analiza la influencia que el empleo de la contraventana tiene en la demanda energética de un edificio. Para ello, se propone un tipo de contraventana que utiliza diferentes recursos, tanto en su posición abierta durante el periodo diurno como en posición cerrada durante la noche, con los que se busca obtener una reducción en la demanda energética anual. El estudio se realiza de forma que cada uno de los recursos es evaluado de modo individual, con el objeto de determinar la eficacia de cada uno de ellos, y de forma conjunta para obtener el ahorro energético anual en el edificio propuesto. Para obtener conclusiones más generales, se analizan diferentes casos con variantes de severidad climática y envolvente térmica.

La contraventana incorpora además una masa térmica con alta capacidad calorífica para estudiar el efecto de la inercia en la contraventana. Además de los resultados obtenidos para el caso inicial, se realiza un estudio de optimización de la masa térmica para evaluar el máximo potencial de ahorro de demanda que puede aportar la inercia en la contraventana.

Finalmente, en el **CAPÍTULO 5** se exponen las conclusiones finales, basadas en los resultados y análisis de los capítulos anteriores. Además, se plantean una serie de líneas de investigación que pueden desarrollarse a partir de los trabajos realizados en esta Tesis.

Al final de la Tesis se incluyen dos anexos que completan la información recogida en los capítulos principales. En el **ANEXO A** se incluye el desarrollo de los fundamentos físicos de transmisión de calor que operan en las contraventanas, además de la formulación de la ecuación de energía que se utiliza en el método numérico. En el **ANEXO B** se aportan características y datos significativos de las simulaciones realizadas con los métodos numéricos, tanto para el cálculo de ΔR como para el de ψ .



CAPÍTULO 2

INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LA TRANSMITANCIA TÉRMICA DE LA VENTANA SEGÚN DIFERENTES METODOLOGÍAS

CAPÍTULO 2

INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LA TRANSMITANCIA TÉRMICA DE LA VENTANA SEGÚN DIFERENTES METODOLOGÍAS

2.1.- Introducción

La contraventana aporta una resistencia térmica adicional al hueco de fachada, por lo que el conjunto formado por ventana y contraventana consigue un valor inferior de transmitancia térmica que el obtenido con la utilización únicamente de la ventana. Este valor tiene su influencia en la energía operativa del edificio, que es la energía utilizada durante el periodo de utilización del edificio en el que se ubica el hueco de fachada. Conseguir una eficiencia energética máxima en el edificio implica el uso de la menor cantidad posible de energía operativa, lo cual va asociado, en gran medida, al valor de la transmitancia térmica del edificio. Diferentes investigaciones han evaluado la influencia de este parámetro en la energía operativa del edificio, ya sea mediante el estudio de los valores de transmitancia de los muros opacos (Suleiman 2011), del aislamiento térmico (Friess et al. 2012) o de los huecos de fachada (Yazicioglu 2013), tanto mediante cálculos como mediante mediciones experimentales. En el presente capítulo se cuantificará el valor de la resistencia térmica adicional que aporta la contraventana, conforme a diferentes metodologías de cálculo, y comparando las diferencias entre ellas.

Habitualmente, la influencia de las contraventanas, persianas y cortinas no ha sido tomada en cuenta a la hora de calcular la transmitancia térmica de la ventana, siendo varias las razones por las cuales se produce este hecho.

Por una parte, tradicionalmente estos elementos únicamente se han empleado como dispositivo de sombra (Zhai, Previtali 2010). En climas cálidos, por ejemplo, su utilización, al igual que otro tipo de dispositivos de sombra, es óptima para reducir en gran medida la radiación solar de onda corta que incide

sobre el hueco de fachada durante el día (Dalal, Naylor & Roeleveld 2009) y que constituye un alto porcentaje de las ganancias solares que tiene el edificio durante el verano (Al-Temeemi 1995). Habitualmente, las contraventanas en este tipo de climas tienen alta permeabilidad al aire, ya que disponen de lamas inclinadas con el fin de permitir el paso de aire a través de ellas. Esto posibilita que, con las contraventanas cerradas y las ventanas abiertas, los diferentes recintos del edificio estén ventilados a la vez que se evita la entrada de luz. Dado que la temperatura del aire nocturno es inferior a la del aire diurno, la adopción de una contraventana de alta permeabilidad en combinación con la ventana abierta es una estrategia habitual de enfriamiento nocturno mediante ventilación natural (Artmann, Manz & Heiselberg 2007) (**Fig. 2.1**), cuyos beneficios en la reducción de la energía consumida del edificio han sido evaluados en diversas investigaciones (Geros et al. 1999) (Blondeau, Sperandio & Allard 1997) (Bojic, Yik 2005). Dado que esta ventilación nocturna consigue reducir la temperatura interior durante la noche, también tiene una influencia positiva en la temperatura diurna (Givoni 1998).

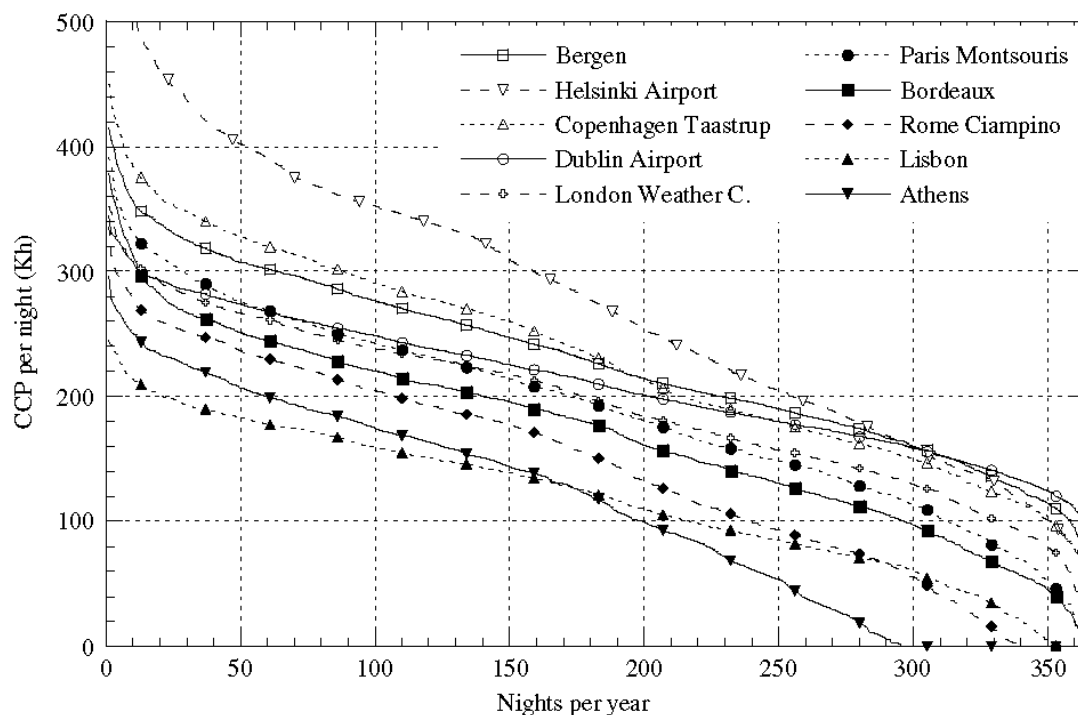


Fig. 2.1: Potencial de enfriamiento mediante ventilación nocturna (CCP) (Artmann, Manz & Heiselberg 2007)

En este tipo de contraventanas con alta permeabilidad al aire, la resistencia térmica aportada por el elemento es muy baja, y si bien se ha investigado su influencia (Givoni 1998) (Chan, Tien 1985) (Sefcik, Webb & Heaton 1991) (Gan 2006) (Ramesh, Merzkirch 2001) (Yu, Joshi 1997), habitualmente no se consideran en los cálculos de transmitancia térmica de los proyectos de edificación, dado que su mayor eficacia se encuentra en el bloqueo de la radiación solar - cuyo cálculo si puede calcularse analíticamente - y en la posibilidad de permitir la disipación de energía interna del edificio a través de la ventilación, cuya influencia también puede determinarse, fundamentalmente en cálculos dinámicos. No obstante, también existen investigaciones recientes en las que se plantean, para climas cálidos, contraventanas o persianas con PCM, en las que se mitiga el efecto de la radiación solar mediante la incorporación de materiales PCM en las contraventanas y persianas (Silva et al. 2015b) (Alawadhi 2012) (**Fig. 2.2**).

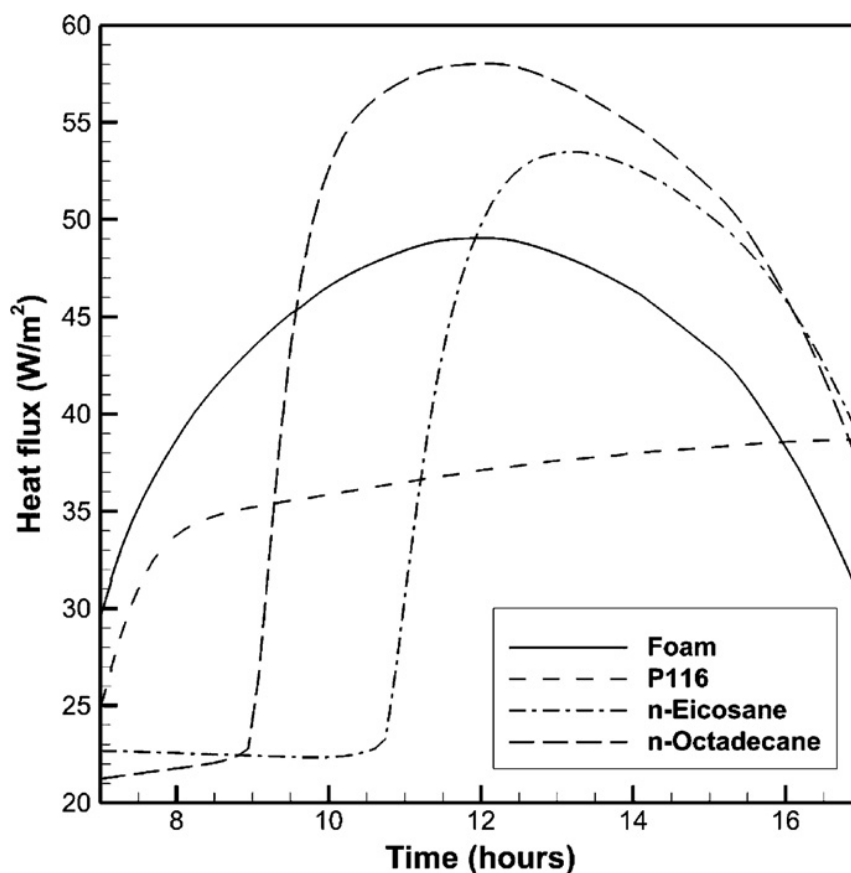


Fig. 2.2: Flujo de calor según tipo de PCM en persiana exterior (Alawadhi 2012)

Por otra parte, el hecho de que las contraventanas sean elementos móviles, hace que la influencia que pueda tener la resistencia térmica adicional que aportan no sea permanente, tratándose por tanto de un dispositivo que es eficaz únicamente en la medida en que se encuentren cerradas. Los condicionantes que pueden influir en su accionamiento son múltiples, siendo los más importantes, fundamentalmente, la intensidad de la radiación solar, los ciclos día-noche y la climatología. No obstante, también existen componentes subjetivos que influyen notablemente, como la discrecionalidad de los ocupantes del edificio. Todo ello hace que el grado de influencia que la contraventana ejerce en el hueco de fachada a lo largo del día sea muy complejo de determinar. Por ello se opta, en la práctica habitual, por asignar, en las simulaciones en régimen dinámico, un coeficiente reductor que simula un uso intermitente del dispositivo, el cual tiene una alta variabilidad y por tanto, puede implicar una gran diferencia entre el valor calculado y el valor real que pueda obtenerse mediante una monitorización in situ. En su defecto, ante la elevada dispersión de resultados a la que puede conducir el uso de este coeficiente reductor, otra opción que se puede emplear es la de despreciar, a nivel de cálculo, la influencia de la contraventana y la de sí considerarlo en el caso de realizar una monitorización in situ en un edificio ya construido, bajo unas condiciones de utilización real y efectiva (Maile, Bazjanac & Fischer 2012).

En cuanto a los climas fríos, tradicionalmente la contraventana se ha utilizado fundamentalmente, además de para evitar la entrada de luz durante los periodos de descanso, para protegerse de los fenómenos atmosféricos (viento, lluvia, nieve, etc.), siendo difícil de establecer cuantitativamente el grado de protección obtenido, y siendo, en estos casos, poco representativo el valor de resistencia térmica adicional aportada por la contraventana ya que no suelen diseñarse con un nivel alto de estanqueidad al aire.

Por último, y en consonancia con las fórmulas expuestas en la UNE EN ISO 10077-1:2010 (AENOR 2010), las mayores ventajas en cuanto a aislamiento

térmico las ofrecen las contraventanas estancas. Si bien en el mercado actual se pueden encontrar modelos que, en base a sus características materiales y geométricas, y con sencillos tratamientos de encuentro con el hueco de fachada, podrían ser susceptibles de ser catalogadas, según la citada norma, como estancas, sus valores de resistencia térmica adicional aportados por el fabricante son las equivalentes a contraventanas de muy alta permeabilidad o, incluso, no se aporta dicho valor. De esta forma, la resistencia térmica de la contraventana es despreciada por parte del propio fabricante, a pesar del hecho de que, tal y como se ha mencionado anteriormente, existen investigaciones que cuantifican la reducción de demanda energética obtenida incluso en condiciones de muy alta permeabilidad. Este hecho denota la escasa importancia que se le otorga al aislamiento que puede aportar una contraventana.

2.2.- Objetivos

El objetivo del presente capítulo es analizar la influencia que ejerce una contraventana estanca exterior en la transmitancia térmica de un hueco de fachada según diferentes metodologías y comparar las diferencias entre ellas. Esta influencia se cuantifica mediante el cálculo de la resistencia térmica adicional que aporta la contraventana y para ello se empleará una metodología de estudio similar a otras investigaciones similares desarrolladas (Escudero et al. 2013).

En primer lugar, se realizará el estudio conforme al modelo analítico establecido en la norma UNE EN ISO 10077-1:2010 (en adelante, ISO 10077-1). Para ello, se aplicarán las ecuaciones contenidas en esta norma a diferentes modelos de contraventana, en los que se varía la permeabilidad al aire y resistencia térmica.

A continuación, se analizará la resistencia térmica adicional que proporciona la contraventana mediante un modelo numérico, utilizando para ello un programa de cálculo basado en el método de volúmenes finitos. En este estudio se analizará el caso concreto de una contraventana estanca con resistencia térmica $R = 0,29 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Se analizarán como parámetros variables la transmitancia térmica de la ventana, la emisividad de las superficies, las temperaturas interior-exterior y el espesor de la cámara de aire que se genera entre la ventana y la contraventana, con el fin de valorar, cuantitativa y cualitativamente, la influencia de cada uno de ellos en el valor de la resistencia térmica adicional aportada por la contraventana.

Posteriormente, el mismo análisis paramétrico efectuado con el método numérico se repetirá utilizando el modelo analítico de la norma UNE EN ISO 6946:2012 (en adelante, ISO 6946).

Por último, se realizará una comparación entre los resultados obtenidos con los tres métodos. El objetivo de esta comparación es doble. Por una parte, se busca obtener la desviación entre los resultados de la norma ISO 10077-1 y del método numérico para conocer cuáles son los valores de los parámetros estudiados con los cuales la norma ISO 10077 proporciona resultados con una precisión aceptable con respecto a los calculados según un modelo numérico basado en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Por otra parte, mediante la obtención de la desviación entre los resultados de la norma ISO 6946 y el método numérico, se busca explorar el potencial de esta norma como método analítico alternativo al presentado en la ISO 10077-1.

2.3.- Cálculo según modelo analítico: ISO 10077-1

La normativa de referencia para el cálculo de la influencia térmica de las contraventanas exteriores es la ISO 10077-1. Como toda normativa, sus especificaciones contienen hipótesis simplificadas que, en detrimento de la

exactitud, proporciona valores sencillos de calcular. En ella se aborda el estudio de las contraventanas asimilando su efecto al de una resistencia térmica suplementaria (ΔR) que se aporta al hueco de fachada. Esta resistencia la aportan la contraventana y la cámara de aire encerrada entre la ventana y la contraventana. La transmisión de calor se produce por conducción a través de la contraventana y por convección y radiación a través de la cámara de aire. Según esta norma, los parámetros que influyen en el valor de ΔR son la permeabilidad y la resistencia térmica de la propia hoja de la contraventana.

2.3.1.- Resistencia térmica suplementaria aportada por la contraventana

Según esta normativa, para calcular el incremento de resistencia térmica ΔR que aporta la contraventana se necesita emplear las ecuaciones **(1.2)** **(1.3)** **(1.4)** **(1.5)** **(1.6)**, en función del nivel de permeabilidad al aire de la contraventana, y en las que el único parámetro a introducir es:

R_{sh} : Resistencia térmica de la contraventana ($m^2 \cdot K/W$)

Para obtener la resistencia térmica de la contraventana R_{sh} la misma norma aporta, en su tabla G.1, valores típicos calculados por el método que la propia norma incluye, si bien el proyectista puede utilizar sus propios valores.

En el presente apartado se estudiarán dos tipos de contraventana:

- persianas enrollables en madera y plástico sin relleno de espuma
- homogénea rellena con aislamiento

Con estos tipos se abarca la mayor parte de las contraventanas existentes en el mercado en lo que a resistencia térmica se refiere. Hay que señalar que la norma establece como valor límite $R_{sh} < 0,30 m^2 \cdot K/W$ para calcular ΔR .

Aplicando las ecuaciones (1.3) (1.4) (1.5) (1.6), para los tipos de contraventanas escogidos, según los diferentes grados de permeabilidad al aire, se obtienen los siguientes resultados:

Tipo de contraventana	Resistencia térmica de la contraventana R_{sh} (m ² ·K/W)	Resistencia térmica suplementaria para una permeabilidad del aire dada en la contraventana ΔR (m ² ·K/W)			
		Alta permeabilidad del aire	Media permeabilidad del aire	Baja permeabilidad del aire	Estanca
persianas enrollables en madera y plástico sin relleno de espuma (C1)	0,10	0,12	0,17	0,22	0,27
homogénea rellena con aislamiento (C2)	0,29	0,16	0,27	0,37	0,45

Tabla 2.1: Características de las contraventanas según ISO 10077-1

2.3.2.- Cálculo de la transmitancia térmica de hueco de ventana

Para obtener la transmitancia térmica de hueco de ventana U_{ws} (W/m²·K) es necesario previamente calcular el valor de la transmitancia térmica de la ventana U_w (W/m²·K), para lo cual la misma norma aporta, en sus tablas F.1 y F.2, valores típicos calculados mediante la ecuación (2.1):

$$U_w = \frac{A_g \cdot U_g + A_f \cdot U_f + l_g \cdot \psi_g}{A_g + A_f} \quad (2.1)$$

siendo:

U_g : Coeficiente de transmisión térmica del acristalamiento (W/m²·K), conforme a alguna de las siguientes normas:

- UNE EN ISO 10077-1:2010
- UNE EN 673:2011 (AENOR 2011a)

U_f : Coeficiente de transmisión térmica de los marcos ($W/m^2 \cdot K$), conforme a alguna de las siguientes normas:

- UNE EN ISO 10077-1:2010
- UNE EN ISO 10077-2:2012 (AENOR 2012b)
- UNE EN 12412-2:2005 (AENOR 2005)

ψ_g : Coeficiente de transmisión térmica lineal de la unión cristal / marco ($W/m \cdot K$), conforme a alguna de las siguientes normas:

- UNE EN ISO 10077-1:2010
- UNE EN ISO 10077-2:2012

A_g : Área de la superficie acristalada (m^2)

A_f : Área del marco (m^2)

l_g : Suma de los perímetros visibles de los paneles acristalados (m)

Para la realización de este estudio, se ha escogido un amplio rango de valores de U_w , que oscila entre 0,5 y 5,5 $W/m^2 \cdot K$. Este rango de valores elegido de transmitancia térmica de ventana abarca la práctica totalidad de las ventanas existentes en el panorama edificatorio actual. Para cada valor de U_w existe una gran variedad de ventanas en cuanto a tipo de vidrio, material del marco y porcentaje de marco con respecto a la superficie total de la ventana cuya combinación de sus parámetros proporciona dicho valor de U_w . En el ANEXO B se incluye una tabla con ejemplos de tipos de marco y vidrios de ventanas que se corresponden con los valores de U_w elegidos.

La aplicación de la ecuación **(1.1)**, empleando los valores calculados de ΔR y los valores de U_w , proporciona los valores de U_{ws} (**Tabla 2.2**):

Ventana	Contraventana			Conjunto ventana+ contraventana	
	Permeabilidad	Tipo	Resistencia térmica suplementaria	Transmitancia térmica	CIC
U_w (W/m ² ·K)			ΔR (m ² ·K/W)	U_{ws} (W/m ² ·K)	U_{ws} / U_w (-)
5,50	Alta	C1	0,12	3,31	0,60
		C2	0,16	2,93	0,53
	Baja	C1	0,22	2,49	0,45
		C2	0,37	1,81	0,33
	Estanca	C1	0,27	2,21	0,40
		C2	0,45	1,58	0,29
4,70	Alta	C1	0,12	3,01	0,64
		C2	0,16	2,68	0,57
	Baja	C1	0,22	2,31	0,49
		C2	0,37	1,72	0,37
	Estanca	C1	0,27	2,07	0,44
		C2	0,45	1,51	0,32
3,70	Alta	C1	0,12	2,56	0,69
		C2	0,16	2,32	0,63
	Baja	C1	0,22	2,04	0,55
		C2	0,37	1,56	0,42
	Estanca	C1	0,27	1,85	0,50
		C2	0,45	1,39	0,38
2,70	Alta	C1	0,12	2,04	0,76
		C2	0,16	1,89	0,70
	Baja	C1	0,22	1,69	0,63
		C2	0,37	1,35	0,50
	Estanca	C1	0,27	1,56	0,58
		C2	0,45	1,22	0,45
1,70	Alta	C1	0,12	1,41	0,83
		C2	0,16	1,34	0,79
	Baja	C1	0,22	1,24	0,73
		C2	0,37	1,04	0,61
	Estanca	C1	0,27	1,17	0,69
		C2	0,45	0,96	0,57
0,70	Alta	C1	0,12	0,65	0,92
		C2	0,16	0,63	0,90
	Baja	C1	0,22	0,61	0,87
		C2	0,37	0,56	0,79
	Estanca	C1	0,27	0,59	0,84
		C2	0,45	0,53	0,76
0,50	Alta	C1	0,12	0,47	0,94
		C2	0,16	0,46	0,93
	Baja	C1	0,22	0,45	0,90
		C2	0,37	0,42	0,84
	Estanca	C1	0,27	0,44	0,88
		C2	0,45	0,41	0,82

Tabla 2.2: Valores de U_{ws} y CIC

Para expresar la influencia de la contraventana en el comportamiento térmico de la ventana se define el concepto de Coeficiente de Influencia de la Contraventana (CIC), que expresa la mejora que la contraventana proporciona al valor del coeficiente de transmisión térmica de la ventana, según la ecuación (2.2):

$$CIC = \frac{U_{ws}}{U_w} \quad (2.2)$$

El valor del CIC descende (mejor prestación térmica) a medida que U_w es mayor y está altamente influenciado por la permeabilidad de la contraventana en combinación con ΔR (Fig. 2.3).

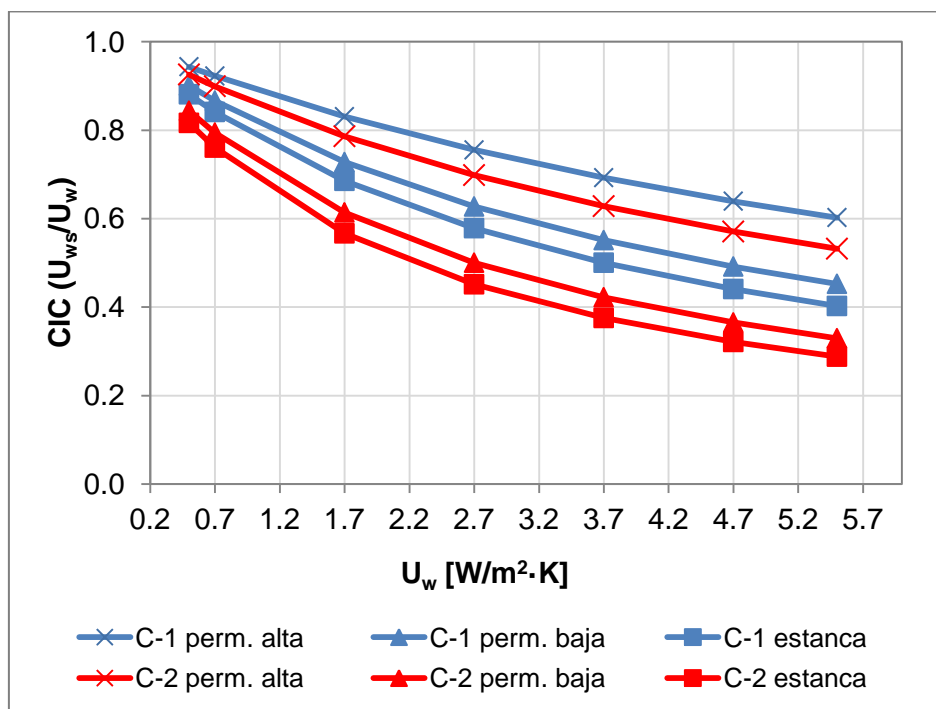


Fig. 2.3: Coeficiente de Influencia de la Contraventana (CIC) en función de U_w

Los resultados muestran que, cuanto mayor es el coeficiente de transmisión térmica de la ventana U_w , el Coeficiente de Influencia de la Contraventana (CIC) es menor, por lo que las pérdidas energéticas a través del hueco también son menores. Así, para una ventana con $U_w = 5,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el CIC oscila entre 0,29 y 0,60, en función del tipo de contraventana y la permeabilidad de la

misma. Es decir, la disposición de una contraventana en el hueco consigue, en cálculo estacionario, una reducción del flujo de calor entre el 40 y 71 %.

En el caso opuesto, para una ventana con $U_w = 0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el CIC oscila entre 0,82 y 0,94, en función del tipo de contraventana y la permeabilidad de la misma. En este caso, la contraventana proporcionaría, en cálculo estacionario, una reducción del flujo de calor entre el 6 y 18%.

Para un caso intermedio de ventana con $U_w = 2,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el CIC oscila entre 0,45 y 0,76, consiguiéndose, por tanto, una reducción del flujo de calor entre el 24 y 55%.

Con respecto al tipo de contraventana y su permeabilidad asociada, se aprecia que se consiguen mejores valores de CIC cuanto mayor es su resistencia térmica y menor su permeabilidad.

Se percibe, asimismo, la importancia de evitar las contraventanas de permeabilidad alta si lo que se pretende es reducir el flujo de calor a través del hueco de fachada, ya que se reduce el efecto de la resistencia térmica de la contraventana. Así, por ejemplo, se observa que, para cualquier valor de transmitancia térmica de la ventana, una contraventana con $R_{sh} = 0,10 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ de permeabilidad baja proporciona mejores valores de CIC que una contraventana con $R_{sh} = 0,29 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ de permeabilidad alta.

2.4.- Cálculo según modelo analítico alternativo: ISO 6946

Dentro del estándar ISO, es la norma ISO 10077-1 la que ofrece los criterios de cálculo específicos para contraventanas. No obstante, en el caso de contraventanas estancas, el cálculo de la resistencia térmica adicional consiste fundamentalmente en la evaluación de la resistencia térmica de la cámara de aire que se genera entre la ventana y la contraventana. Desde este punto de

vista, se podría utilizar la norma ISO 6946, ya que esta incluye, en su Anexo B, un método específico para ello, que es aplicable siempre que la anchura y altura de la cámara sean al menos 10 veces superior al espesor. En el caso del presente estudio, con una altura de 120 cm, su aplicación únicamente sería válida para espesores de cámara de hasta 12 cm, si bien se analizarán también espesores mayores para comparar resultados.

Con la aplicación de esta norma, la resistencia térmica adicional proporcionada por la contraventana se calcularía con la ecuación **(2.3)**:

$$\Delta R = R_{air} + R_{sh} \quad (2.3)$$

Donde

$$R_{air} = \frac{1}{h_a + h_r} \quad (2.4)$$

h_a Coeficiente de conducción/convección ($W/m^2 \cdot K$). Para flujos horizontales, se debe tomar el mayor valor de los siguientes:

$(0,025/d)$	siendo d (m) el espesor de la cámara de aire
1,25	
$0,73 \cdot (\Delta T)^{1/3}$	siendo ΔT (K) la diferencia de temperatura entre las paredes de la cámara de aire

h_r Coeficiente de radiación ($W/m^2 \cdot K$), según la ecuación **(2.5)**:

$$h_r = E \cdot h_{r0} \quad (2.5)$$

Siendo

E emisividad entre superficies (-), según la ecuación **(2.6)**:

$$E = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.6)$$

donde ε_1 , ε_2 son las emisividades hemisféricas de las superficies paralelas al plano de fachada que rodean la cámara de aire.

h_{r0} coeficiente de radiación para la superficie de un cuerpo negro, según la ecuación (2.7):

$$h_{r0} = 4 \cdot \sigma \cdot T_m \quad (2.7)$$

T_m temperatura termodinámica media de la superficie y de su entorno (K).

σ constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

Uno de los aspectos más relevantes que implica la aplicación de esta norma es el hecho de que, tal y como se aprecia en la formulación de las ecuaciones, para el cálculo de la resistencia térmica de la cámara de aire es necesario previamente conocer tanto la temperatura media de la cámara de aire (T_m) como la diferencia de temperaturas entre las paredes de la cámara de aire (ΔT). Para conocer ambos datos, se debe calcular previamente el flujo de calor que atraviesa el sistema formado por la ventana, cámara de aire y contraventana. Sin embargo, este flujo depende a su vez de la resistencia térmica del conjunto, y por lo tanto, también de la de la cámara de aire, siendo este el valor que se pretende obtener en todo el proceso. Por lo tanto, obtener mediante esta norma un valor preciso de R_{air} supone realizar un cálculo iterativo, lo que implica una mayor complejidad y empleo de tiempo con respecto a la norma UNE EN ISO 10077-1.

En el presente estudio, los valores de (T_m) y (ΔT) se han obtenido, para cada hipótesis de estudio, del cálculo realizado con el modelo numérico, evitándose así el citado cálculo iterativo.

Las hipótesis de estudio que se han evaluado con esta norma son las mismas que en el modelo numérico que se explica en el siguiente punto.

2.5.- Cálculo según modelo numérico

Los resultados obtenidos de resistencia térmica suplementaria (ΔR) con la normativa de referencia ISO 10077-1 son independientes de los siguientes parámetros:

- Altura del hueco de la ventana
- Espesor de la cámara de aire comprendida entre la ventana y la contraventana
- Temperaturas interior y exterior
- Transmitancia térmica de la ventana
- Emisividades de la cara interna de la contraventana y de la cara externa de la ventana

En cuanto a las dimensiones del hueco de la ventana y espesor de la cámara de aire, si bien no tienen incidencia en los valores de resistencia térmica de cada una de las capas de materiales sólidos, sí que la tienen en el caso de la cámara de aire, ya que el valor de la resistencia depende de la anchura y altura de la misma, tal y como se recoge en las correlaciones que aparecen en la literatura científica relativas a la convección natural en recintos rectangulares cerrados (MacGregor, Emery 1969) (Berkovsky, Polevikov 1977). La formulación de estas correlaciones se encuentra detallada en el ANEXO A.

Además, tanto las correlaciones como los resultados experimentales muestran que la conductividad térmica efectiva de la cámara de aire, representada por el coeficiente h , dependen de la diferencia de temperaturas entre las paredes de la cámara y de la temperatura media del fluido (Bajorek, Lloyd 1982) (ElSherbiny, Raithby & Hollands 1982).

Por otra parte, las emisividades de las caras interna de la contraventana y externa de la ventana – es decir, las caras que limitan con la cámara de aire - influyen en el flujo de calor que atraviesa el sistema formado por la ventana, cámara de aire y contraventana. Como este aspecto tampoco está contemplado en la norma ISO 10077-1, se considera necesario estudiarlo.

Dado que la metodología propuesta por las normas ISO 10077-1 e ISO 6946 se refiere siempre a modelos estacionarios, con el fin de poder realizar una comparación equivalente entre ambos métodos, también el cálculo con el método numérico se realizará en régimen estacionario.

2.5.1.- Geometría y mallado

La configuración geométrica del modelo numérico de ventana con contraventana, junto con las condiciones de contorno, se establece como simplificación de un modelo real habitual de entre los existentes en la actualidad en el ámbito edificatorio (**Fig. 2.4**).

La simplicidad de la geometría permite adoptar una malla de alta calidad con elementos rectangulares regulares de 2 mm de lado. El número de elementos de la malla varía en cada modelo, dependiendo del espesor de la cámara de aire, oscilando entre 12000 para el modelo con 1 cm y 114000 para 35 cm, con un aspect ratio medio de 1,00016 y element quality de 0,9994. Los detalles de mallado para cada uno de los modelos se recogen en el ANEXO B.

Aunque la diferencia de temperatura entre las paredes de la cámara de aire es pequeña, y dado que el coste computacional no es significativamente mayor, no se ha aplicado la aproximación de Boussinesq en la convección natural, con el fin de obtener mayor precisión en los resultados.

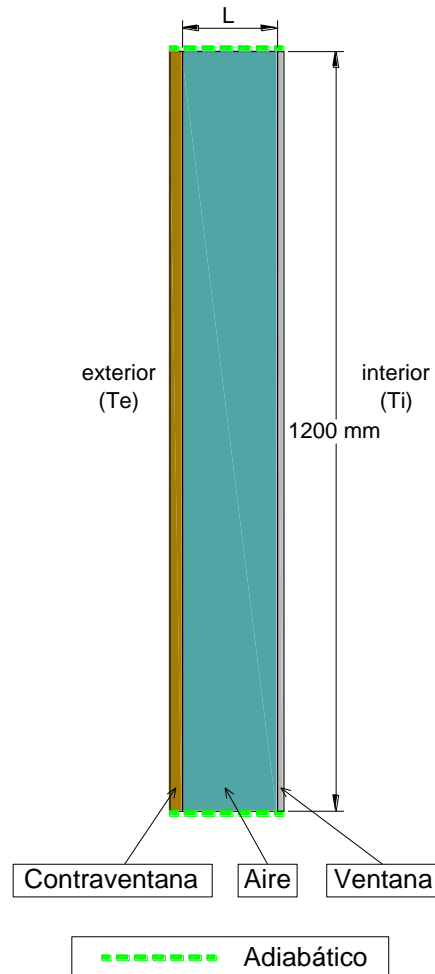


Fig. 2.4: Geometría del modelo numérico

2.5.2.- Formulación

Los fundamentos físicos que actúan en la transmisión de calor a través del sistema formado por ventana, cámara de aire y contraventana se detallan en el ANEXO A.

2.5.3.- Parámetros de estudio

Este estudio se centra en el análisis de una contraventana exterior estanca tipo C2, según la nomenclatura de la norma ISO 10077-1, consistente en una

contraventana homogénea con relleno de aislamiento, con $R_{sh} = 0,29 \text{ m}^2 \cdot \text{KW}$. La altura del hueco de ventana es de 120 cm y constante para todo el estudio, siendo esta la altura tipo habitual en un edificio de viviendas. Las simulaciones se realizarán en régimen estacionario. Este es el tipo de contraventana que se utilizará para comparar los resultados entre los tres métodos propuestos en este capítulo.

La elección de los parámetros y sus valores de estudio se ha realizado de forma que la combinación entre ellos abarque la mayor parte de las situaciones que se pueden presentar en un edificio real. Así, los valores de los parámetros que se analizan son los siguientes:

- Espesor de la cámara de aire:
 - 1 cm
 - 5 cm
 - 10 cm
 - 15 cm
 - 25 cm
 - 35 cm

Se ha escogido este amplio rango de valores con el objeto de abarcar todas las posibles soluciones constructivas que se pueden disponer en un hueco de ventana.

- Transmitancia térmica de la ventana (U_w):
 - $0,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $0,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $1,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $2,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $3,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $4,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - $5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Este amplio rango de valores permite abarcar la práctica totalidad de las ventanas existentes en la actualidad.

- Temperatura seca interior / exterior (T_i / T_e). Se consideran las siguientes situaciones de invierno:
 - 20 / -10 °C
 - 20 / 0 °C
 - 20 / 10 °C

Y las siguientes situaciones de verano:

- 26 / 30 °C
- 26 / 34 °C
- 26 / 38 °C

Los rangos de temperatura se han determinado con el objetivo de simular condiciones de severidad climática altas, medias y bajas, tanto en invierno como en verano. En el presente estudio no se tiene en cuenta de forma directa el efecto de la radiación solar sobre la contraventana. La temperatura exterior (T_e), por tanto, se puede referir a cualquiera de los dos siguientes conceptos:

- Temperatura de bulbo seco (T_{ext}), no considerando los efectos ningún tipo de radiación procedente del exterior. Esta es la situación habitual cuando no existe radiación solar (por ejemplo, durante la noche).
- Temperatura sol-aire (T_{se}), según la ecuación **(2.8)**:

$$T_{se} = T_{ext} + I \cdot \alpha \cdot R_{se} \quad (2.8)$$

siendo:

T_{se} : Temperatura sol-aire (K)

T_{ext} : Temperatura de bulbo seco (K)

I : Irradiación solar normal al plano considerado (W/m^2)

α : Absortividad solar de la superficie de fachada [-]

R_{se} : Resistencia superficial exterior [$m^2 \cdot K/W$]

La utilización de esta fórmula permite el estudio de la solución constructiva en condiciones de día y con la presencia de la radiación solar, cuya influencia es, principalmente, la de aumentar la temperatura superficial del cerramiento (cara exterior de la contraventana) por encima de la temperatura exterior de bulbo seco. La radiación solar no se incluye directamente en la ecuación de la energía, sino indirectamente por medio de los parámetros I, α, R_{se} . En lo que respecta a valores bajos de absortividad, especialmente cuando se emplean cool materials, este parámetro se erige como un factor fundamental para reducir las ganancias de calor y para incrementar el confort térmico interior (Zinzi, Carnielo & Agnoli 2012) (Shariah et al. 1998) mientras que con valores altos, las ganancias solares aumentan, de cara fundamentalmente a reducir la demanda de calefacción.

- Emisividad:

Se analizan los siguientes pares de valores, según la emisividad entre superficies:

- $\epsilon_1 = 0,95 / \epsilon_2 = 0,95$; $\rightarrow E = 0,905$ (Emisividad entre superficies alta)
- $\epsilon_1 = 0,80 / \epsilon_2 = 0,80$; $\rightarrow E = 0,667$ (Emisividad entre superficies media)
- $\epsilon_1 = 0,05 / \epsilon_2 = 0,95$; $\rightarrow E = 0,050$ (Emisividad entre superficies baja)

Además de los tres pares de valores anteriores, se establece una hipótesis adicional de emisividades (0,00 / 0,00), que supone que la

transmisión de calor entre la ventana y contraventana se establece únicamente mediante convección en la cámara de aire. Se trata de una suposición teórica mediante la que se pretende estudiar, en determinadas situaciones, el grado de influencia que puede llegar a tener la radiación.

Los extremos superior e inferior de la cámara de aire se consideran adiabáticos, por lo que no se tendrán en cuenta en los cálculos a efectos de flujos de calor.

Dado que en una ventana con contraventana la anchura suele ser considerablemente mayor que el espesor de la cámara de aire, se considera válida la simplificación a dos dimensiones del modelo, dado que los efectos de borde pueden considerarse despreciables.

Los valores utilizados de las resistencias térmicas superficiales interior y exterior R_{si} y R_{se} , serán los indicados en ISO 10077-1, esto es, $R_{si} = 0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$; $R_{se} = 0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

Las simulaciones se efectúan combinando todos los valores de los parámetros citados, por lo que, en total, se realizan 1008 simulaciones diferentes.

2.5.4.- Validación del método numérico

En la literatura científica revisada hasta la fecha, no se han encontrado investigaciones que cuantifiquen el valor de ΔR de la contraventana en los términos y condiciones que se han empleado en el presente estudio, por lo que no es posible establecer una comparación directa.

Para validar los valores térmicos de la cámara de aire obtenidos en las simulaciones, se analiza la distribución tipo de temperatura del aire, a la mitad

de altura de la cámara, según la distancia (x) y la anchura total de la cámara (W), y en función de la superficie caliente (T_c) y la superficie fría (T_f) y se compara con otros estudios realizados (Bajorek, Lloyd 1982) (Alawadhi 2012), comprobándose que existen mínimas diferencias entre los tres trabajos (**Fig. 2.5**).

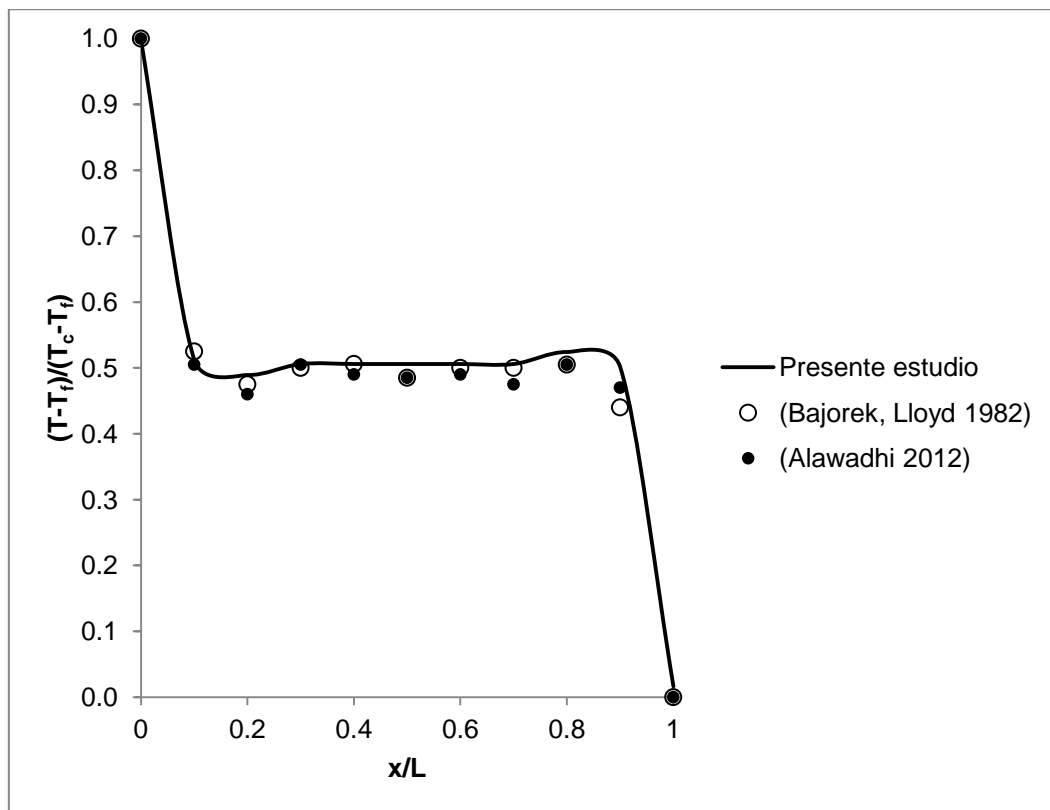


Fig. 2.5: Distribución de temperatura del aire a la mitad de altura de la cámara y comparación con resultados publicados

2.5.5.- Resultados y análisis

En el caso del cálculo numérico, en cada simulación, se obtiene el valor de flujo de calor, en W/m^2 , que atraviesa la solución constructiva de ventana y contraventana, a partir del cual se puede obtener R_{air} y ΔR (**Tabla 2.3**).

L_c (cm)	$\varepsilon_1 / \varepsilon_2 = 0,95 / 0,95$			$\varepsilon_1 / \varepsilon_2 = 0,80 / 0,80$			$\varepsilon_1 / \varepsilon_2 = 0,95 / 0,05$		
	q (W/m ²)	R_{air} (m ² ·K/W)	ΔR (m ² ·K/W)	q (W/m ²)	R_{air} (m ² ·K/W)	ΔR (m ² ·K/W)	q (W/m ²)	R_{air} (m ² ·K/W)	ΔR (m ² ·K/W)
1	16.78	0.14	0.43	16.38	0.17	0.46	14.16	0.36	0.65
5	16.32	0.18	0.47	15.78	0.22	0.51	12.55	0.55	0.84
10	16.26	0.18	0.47	15.71	0.22	0.51	12.46	0.56	0.85
15	16.21	0.19	0.48	15.66	0.23	0.52	12.41	0.56	0.85
25	16.12	0.19	0.48	15.57	0.24	0.53	12.36	0.57	0.86
35	16.03	0.20	0.49	15.50	0.24	0.53	12.34	0.57	0.86

Tabla 2.3: Resultados. Invierno, severidad climática media, $U_w=1,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Para calcular el valor de la resistencia térmica suplementaria (ΔR) que aporta la contraventana, previamente es necesario conocer la resistencia térmica que aporta la cámara de aire (R_{air}), la cual se obtiene, a partir de la ley de Fourier, mediante la ecuación (2.9):

$$R_{air} = \frac{T_{int} - T_{ext} - q \cdot (R_{si} + R_{se} + R_{sh} + 1/U_w)}{q} \quad (2.9)$$

Siendo:

R_{air} : Resistencia térmica de la cámara de aire (m²·K/W)

T_{int} : Temperatura del ambiente interior (K)

T_{ext} : Temperatura del ambiente exterior (K)

q : Flujo de calor que atraviesa el cerramiento (W/m²)

R_{si} : Resistencia superficial interior (m²·K/W)

R_{se} : Resistencia superficial exterior (m²·K/W)

R_{sh} : Resistencia térmica de la contraventana (m²·K/W)

U_w : Transmitancia térmica de la ventana (W/m²·K)

Una vez calculado R_{air} , se calcula ΔR mediante la ecuación (2.3).

Los resultados obtenidos para la resistencia térmica suplementaria aportada por el conjunto de cámara de aire y contraventana (ΔR) varían entre 0,40 y 1,12 $m^2 \cdot K/W$ (correspondientes a transmitancias térmicas de 2,5 y 0,89 $W/m^2 \cdot K$ respectivamente) con una distribución de valores según la (**Fig. 2.6**).

Para entender la importancia a nivel térmico de los resultados obtenidos, hay que tener en cuenta que un sistema de vidrios convencional 4/12/4 mm tiene una $U=2,9 W/m^2 \cdot K$ y si cuenta con una superficie bajo emisiva, su valor se reduce a $U=1,7 W/m^2 \cdot K$ (según ISO 10077-1), con lo que gracias a la contraventana las pérdidas de calor por transmisión a través de las ventanas se pueden ver reducidas en un 60% de promedio.

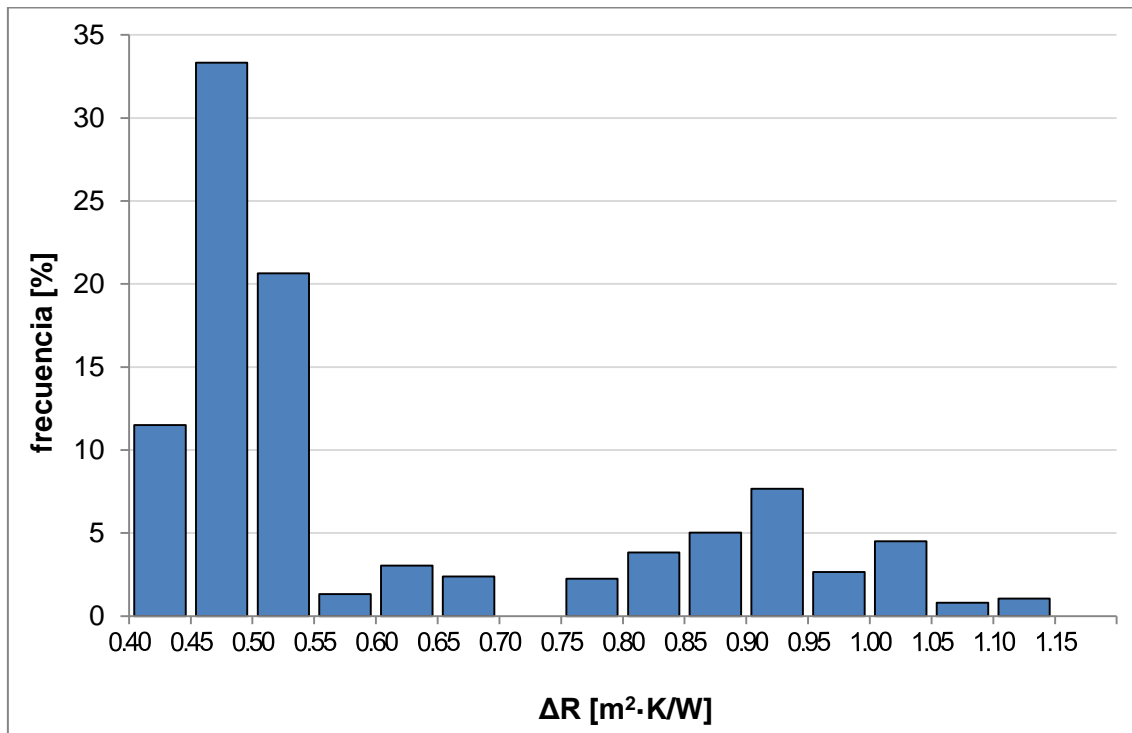


Fig. 2.6: Frecuencia de valores de ΔR obtenidos según método numérico

A continuación se analizarán los resultados en función de los diferentes parámetros estudiados, con el fin de estudiar el grado de influencia de cada uno de ellos.

2.5.5.1.- Análisis paramétrico del modelo numérico

2.5.5.1.1.- Análisis según las emisividades

Dado que una emisividad baja de las superficies reduce la transmisión de calor por radiación, los resultados, en consonancia con este fenómeno físico, muestran que, a menor emisividad entre las superficies que delimitan la cámara de aire, menor es el flujo de calor que atraviesa el cerramiento y, por tanto, mayor el valor de ΔR , tanto en invierno como en verano (**Fig. 2.7**).

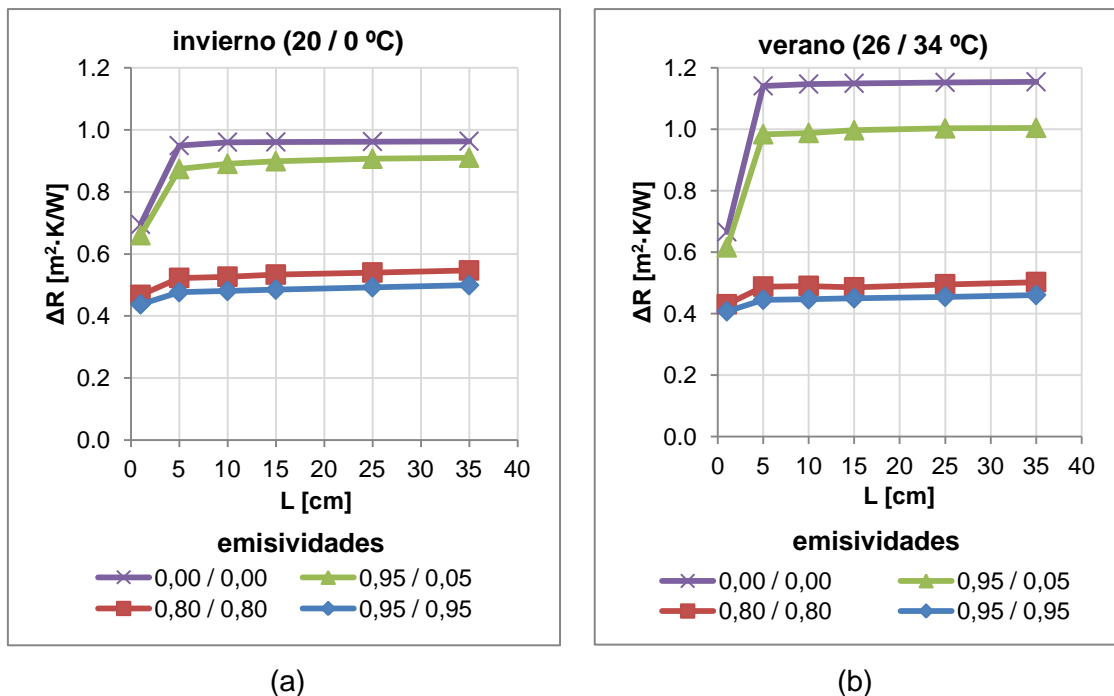


Fig. 2.7: ΔR según emisividades, $U_w = 0,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, severidad climática media.

(a) invierno; (b) verano

De los grados de emisividad analizados, es con la emisividad baja con la que mayores valores de ΔR se obtienen (entre 0,59 y 1,12 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$), seguido de la emisividad media (entre 0,43 y 0,56 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$). Por el contrario, con la emisividad alta se obtienen los valores más bajos de ΔR (entre 0,40 y 0,51 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$) (**Fig. 2.8**). Este hecho se produce para todos los valores analizados

de espesor de cámara de aire, transmitancia térmica de ventana y temperaturas de contorno.

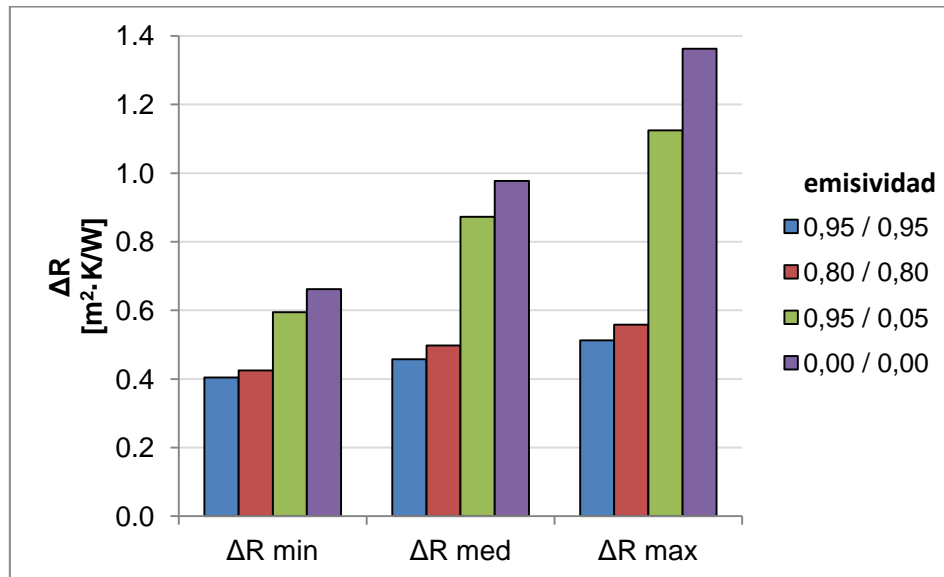


Fig. 2.8: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según el par de emisividades

Estableciendo como referencia la emisividad alta, el aumento del valor de ΔR oscila entre el 3% y el 12% para la emisividad media y entre el 45% y el 146%, para la emisividad baja.

Además de estudiar la influencia de cada parámetro, se considera interesante evaluarla en relación a la variación de otros parámetros, de forma que el proyectista pueda obtener conclusiones sobre la efectividad que aporta la variación de un parámetro en diferentes situaciones. Con respecto a la emisividad, la influencia que ejercen los demás parámetros son:

- Estación y severidad climática: Para emisividades medias, no existen diferencias significativas en el aumento de ΔR que provoca la reducción de la emisividad entre el verano y en invierno. Así, por ejemplo, en verano, el paso de una solución constructiva con emisividad entre superficies de alta a media supone el aumento de ΔR de 8% de media, mientras que si se realiza en invierno este porcentaje es del 9%.

Si el cambio es de emisividades altas a bajas, el mayor aumento de ΔR se produce en la estación de verano (media del 104% entre una solución con emisividad baja y otra con emisividad alta) que en la de invierno (76%).

Con respecto a la severidad climática, la reducción de la emisividad es más efectiva cuanto más baja es la severidad climática, tanto en invierno como en verano. Así, el paso de una emisividad alta a baja supone una mejora media de ΔR de 116% para temperatura exterior interior/exterior 26/30°C y de 90% para 20/10°C, mientras que para 26/38°C y 20/-10°C la mejora es de 94% y 65% respectivamente.

- Espesor de la cámara de aire: La reducción de la emisividad entre superficies provoca el mayor aumento de ΔR cuando se realiza en una cámara de aire con espesor de 5 cm (media de 9% para cambio de emisividad alta a media y de 100% a emisividad baja) y el menor aumento para un espesor de 1 cm (media de 7% para cambio de emisividad alta a media y de 60% para cambio a emisividad baja).
- Transmitancia térmica de la ventana: Cuando se modifican las emisividades de valores altos a medios, no existen diferencias significativas (inferiores al 0,5%) en función de la transmitancia térmica de la ventana. Cuando el cambio es de emisividades altas a bajas, el aumento de ΔR va ligado a la reducción de la transmitancia térmica de la ventana, obteniéndose un aumento medio de 99% para una transmitancia de 0,5 W/m²·K y de 86% para una transmitancia de 5,5 W/m²·K.

Por otra parte, la simulación de todas las variantes de cerramiento bajo una premisa de emisividad nula (emisividades de 0,00 / 0,00) proporciona los valores máximos posibles de ΔR (entre 0,66 y 1,36 m²·K/W), suponiendo una transferencia de calor por radiación nula (hipótesis teórica). Del análisis de los

resultados se aprecia que eliminar la transferencia de calor por radiación supone aumentar el valor de ΔR entre el 63% y el 200%.

2.5.5.1.2.- Análisis según el espesor de la cámara de aire

Los resultados muestran que existen diferencias en el valor de ΔR según el espesor de cámara de aire (L) que se emplee. En la práctica totalidad de los rangos de parámetros utilizados, se constata que el valor de ΔR es mayor cuanto mayor es L. En general, se advierte un incremento importante entre los espesores de 1 y de 5 cm, mientras que en el rango entre 5 y 35 cm la diferencia entre ellos es mucho menor.

De los espesores de cámara de aire analizados, es con el de 1 cm (entre 0,40 y 0,67 $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$), con el que menores valores de ΔR se obtienen, mientras que los mayores valores se obtienen con 35 cm (entre 0,45 y 1,12 $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$) (**Fig. 2.9**).

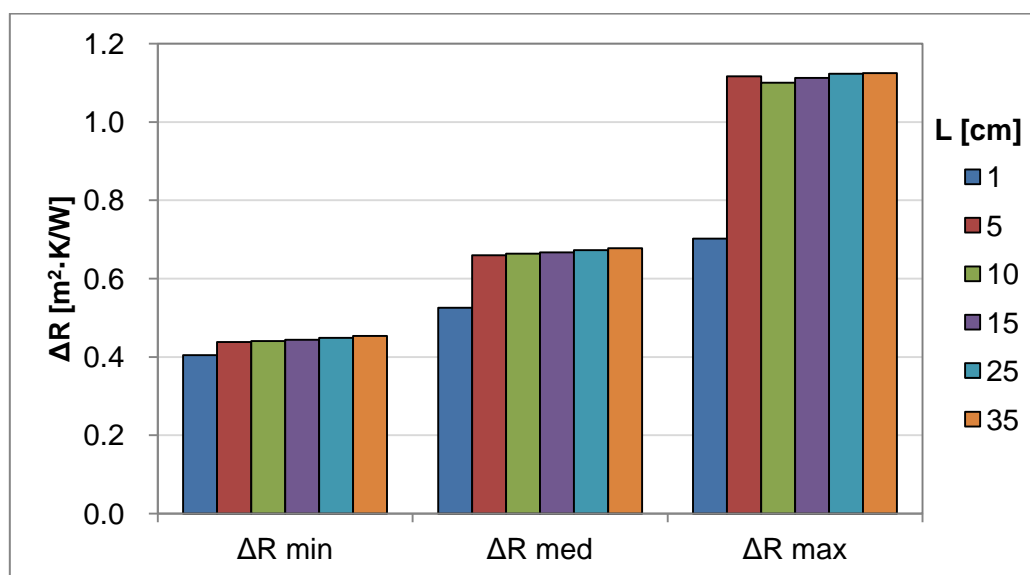


Fig. 2.9: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según el espesor de la cámara de aire

Estableciendo como referencia el espesor de 1 cm, el aumento del valor de ΔR para espesor de 5 cm oscila entre 6% y 88%, para 10 cm entre 7% y 85%, para

15 cm entre 8% y 87%, para 25 cm entre 9% y 89% y para 35 entre 10% y 89%.

En valores absolutos, a igualdad del resto de parámetros, la variación de 1 a 35 cm supone un aumento de ΔR entre 0,047 y 0,53 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$.

La sensibilidad del espesor de la cámara de aire frente a la modificación del resto de parámetros se analiza a continuación:

- Estación y severidad climática: Estableciendo la cámara de aire de 1 cm como base para la comparación, se aprecia que la mejora de ΔR que se consigue aumentando el espesor es mayor en verano (media entre 25% para paso de 1 a 5 cm y 28% de 1 a 35 cm) que en invierno (media entre 16% para 5 cm y 20% para 35 cm) y mayor cuanto mayor es la severidad climática de verano (mejora media de 23% para temperatura interior/exterior 26/38°C para frente al 14% para 26/30°C) y menor la de invierno (mejora media de 32% para temperatura exterior interior/exterior 20/10°C frente al 22% para 20/-10°C).
- Transmitancia térmica de la ventana: El aumento del espesor de la cámara de aire aporta mayores mejoras de ΔR cuanto menor es la transmitancia térmica de la ventana. Así, por ejemplo, para una transmitancia de ventana de 0,5 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ el aumento de cámara de 1 a 35 cm supone una mejora media del 30% mientras que para una transmitancia de 5,5 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ la mejora media es del 22%.
- Emisividad: El aumento del espesor de la cámara de aire de 1 a 35 cm aporta las mayores mejoras de ΔR con valores bajos de emisividad, con un aumento medio de 0,29 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ y máximo de 0,53 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, seguido de las emisividades medias, con un aumento medio de 0,07 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, y por último de las emivisidades bajas, con un aumento medio de 0,054 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Mediante el patrón tipo de líneas isotermas dentro de la cámara (**Fig. 2.10**), se constata que la distribución de temperatura del aire, para un mismo salto térmico, es similar en todos los casos, salvo en el caso de 1 cm, en el que los fenómenos de convección son muy pequeños.

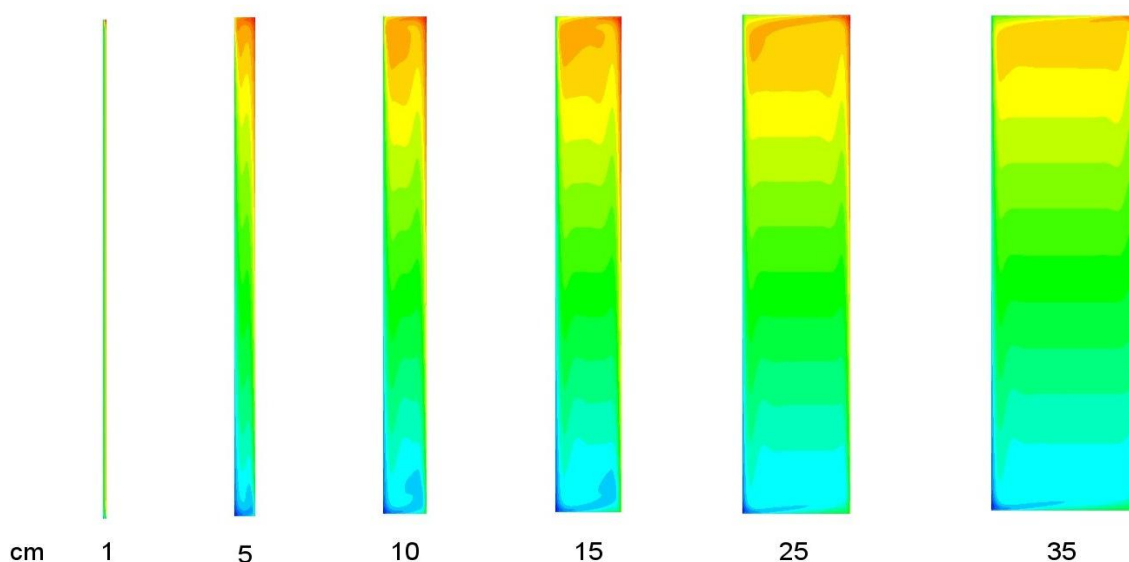


Fig. 2.10: Patrón tipo de distribución de temperatura del aire dentro de la cámara

Debido al fenómeno de convección natural, las paredes que delimitan la cámara de aire no son isotermas, produciéndose de este modo una transmisión de calor bidimensional tanto en la cámara de aire como en los materiales sólidos, donde, con una severidad climática media en invierno, la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior de la cara interna de la contraventana puede llegar hasta 7°C, y en el caso de la cara externa de la ventana hasta 8°C (**Fig. 2.11**). Este hecho pone de manifiesto la importancia de realizar el estudio con un modelo que analice la convección natural y de evitar así la simplificación de considerar el aire como un material sólido con una resistencia térmica equivalente.

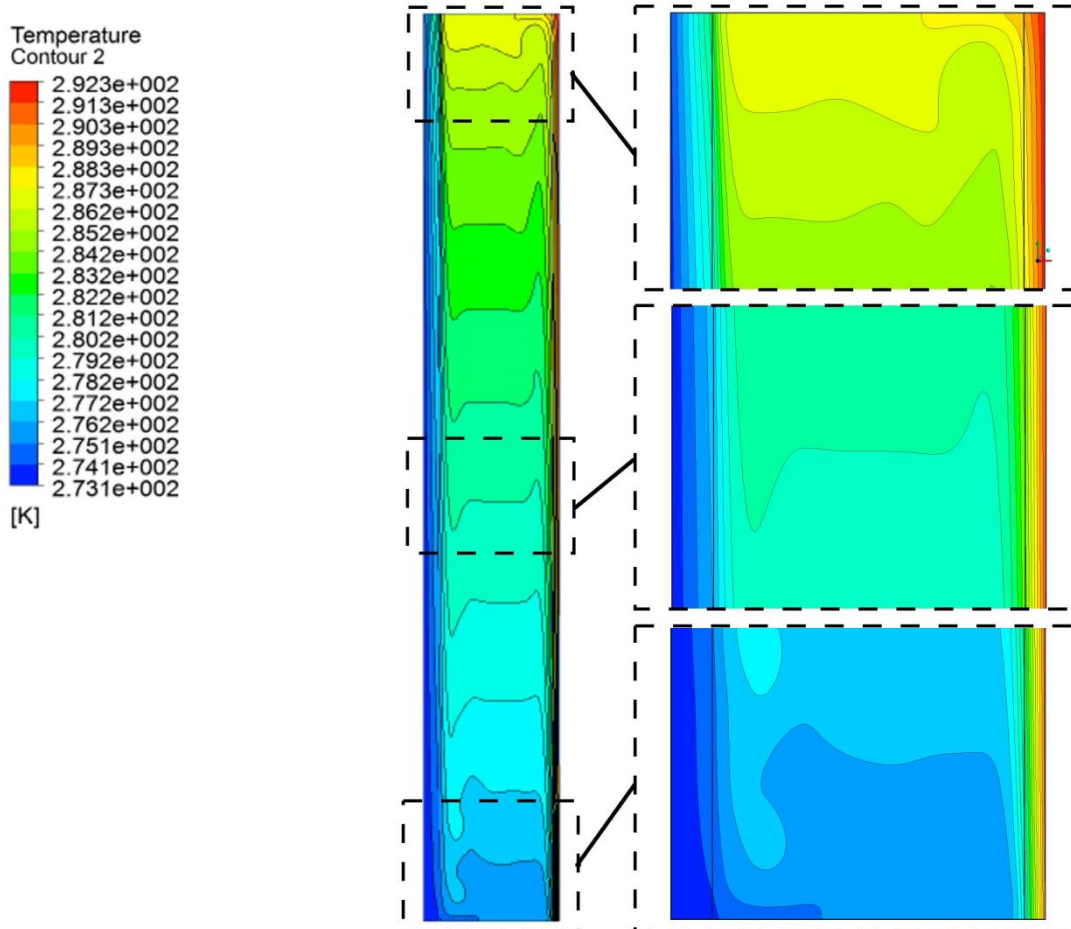


Fig. 2.11: Patrón tipo de distribución de temperatura en el conjunto del cerramiento

La estratificación de temperaturas en la parte interna de la cámara está provocada por la falta de movimiento del aire en esa zona. La transmisión de calor se produce, fundamentalmente, por medio del aire en movimiento que se desplaza por el perímetro de la cámara (**Fig. 2.12**) y cuya velocidad máxima se registra a mitad de altura de la cámara, hasta un máximo de 0,12 m/s para un salto térmico de 20/-10°C y muy similar para todos los espesores entre 5 y 35 cm (**Fig. 2.13**). En el caso de cámara de 1 cm, dado que los fenómenos de convección son muy pequeños, la velocidad es del orden de 10 veces inferior (máxima de 0,012 m/s) con respecto al resto de cámaras de aire analizadas.

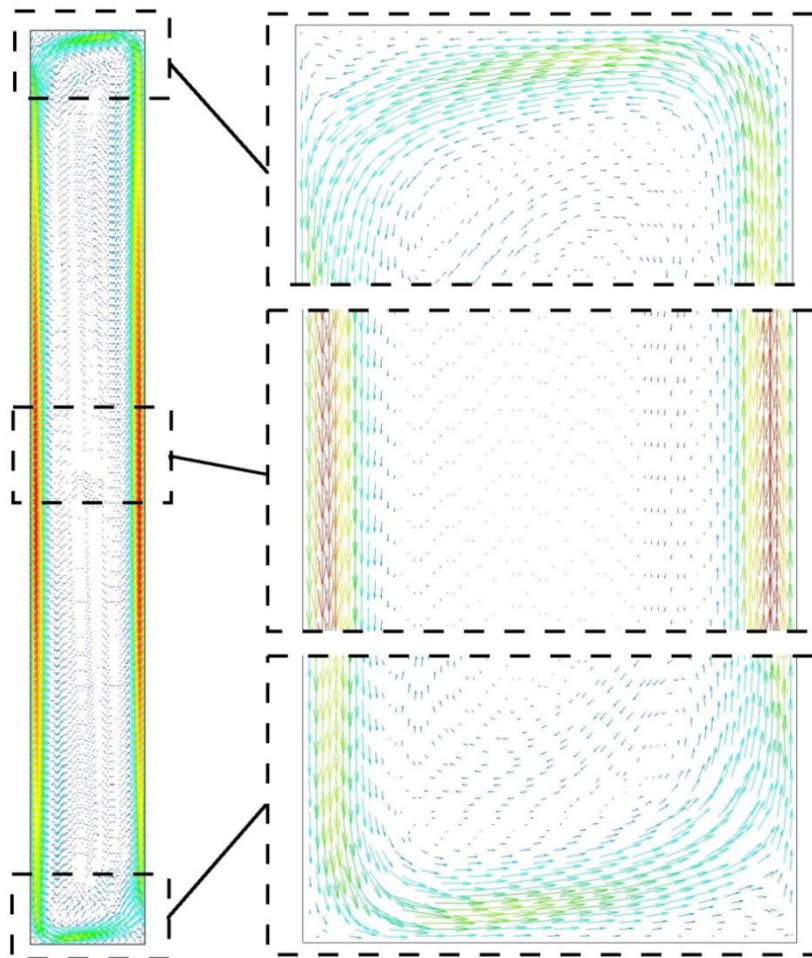


Fig. 2.12: Vectores de velocidad del aire para $L=15$ cm

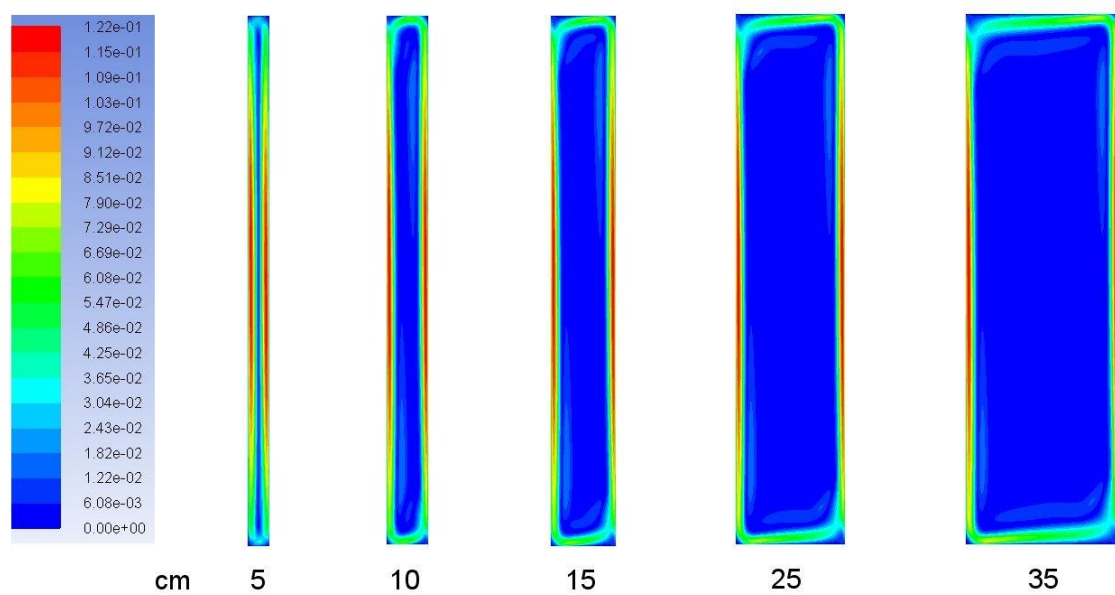


Fig. 2.13: Patrón tipo de distribución de velocidad del aire dentro de la cámara

Del análisis de las velocidades se deduce que la transmisión de calor por convección dentro de la cámara de aire está relacionada, fundamentalmente, con la velocidad del aire en el perímetro de la cámara. Este hecho explica que, para espesores entre 5 y 35 cm, con una similitud en los patrones de velocidad del perímetro, los valores de R_{air} sean igualmente similares, mientras que para 1 cm, con intensidades menores de velocidad, R_{air} es mayor, debido al menor efecto que la convección tiene.

2.5.5.1.3.- Análisis según la transmitancia térmica de la ventana

Se constata que el valor de ΔR es mayor cuanto menor es la transmitancia térmica de la ventana (U_w). De las transmitancias térmicas de ventana analizadas, es con la de $0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ con la que mayores valores de ΔR se obtienen (entre $0,40$ y $1,12 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$), siendo la de $5,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ la que menores valores de ΔR aporta (entre $0,41$ y $1,04 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$) (**Fig. 2.14**). Con respecto a una transmitancia de $5,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el aumento del valor de ΔR llega a un máximo de:

- 0,5% si $U_w = 4,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,037 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)
- 0,9% si $U_w = 3,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,101 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)
- 2,3% si $U_w = 2,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,101 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)
- 3,7% si $U_w = 1,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,101 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)
- 9,5% si $U_w = 0,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,107 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)
- 12,8% si $U_w = 0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (en valor absoluto $0,112 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$)

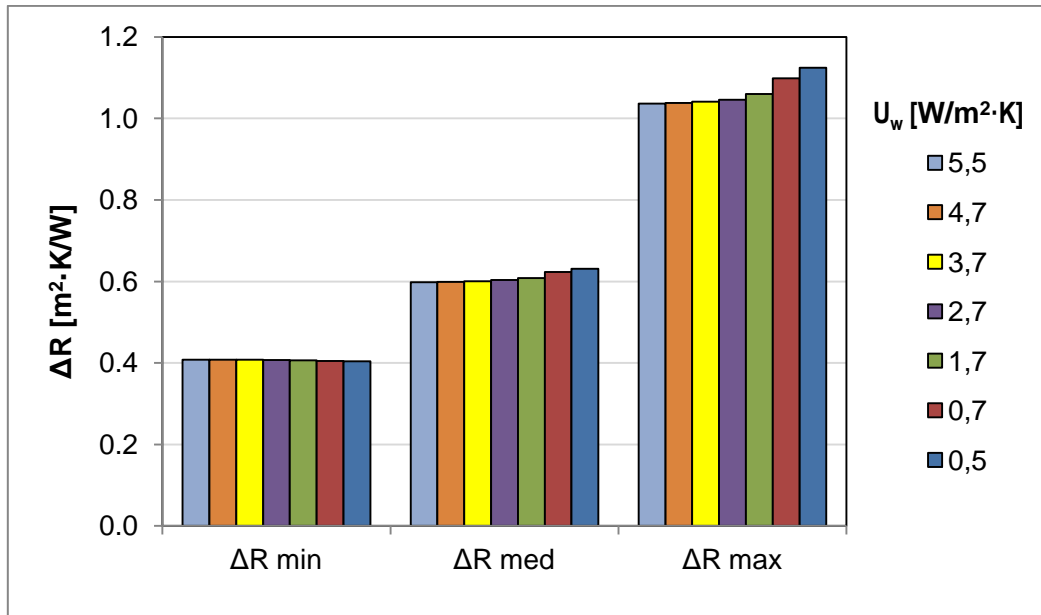


Fig. 2.14: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según U_w

La variación de ΔR se produce de modo similar tanto en invierno como en verano, y para todas las severidades climáticas (Fig. 2.15).

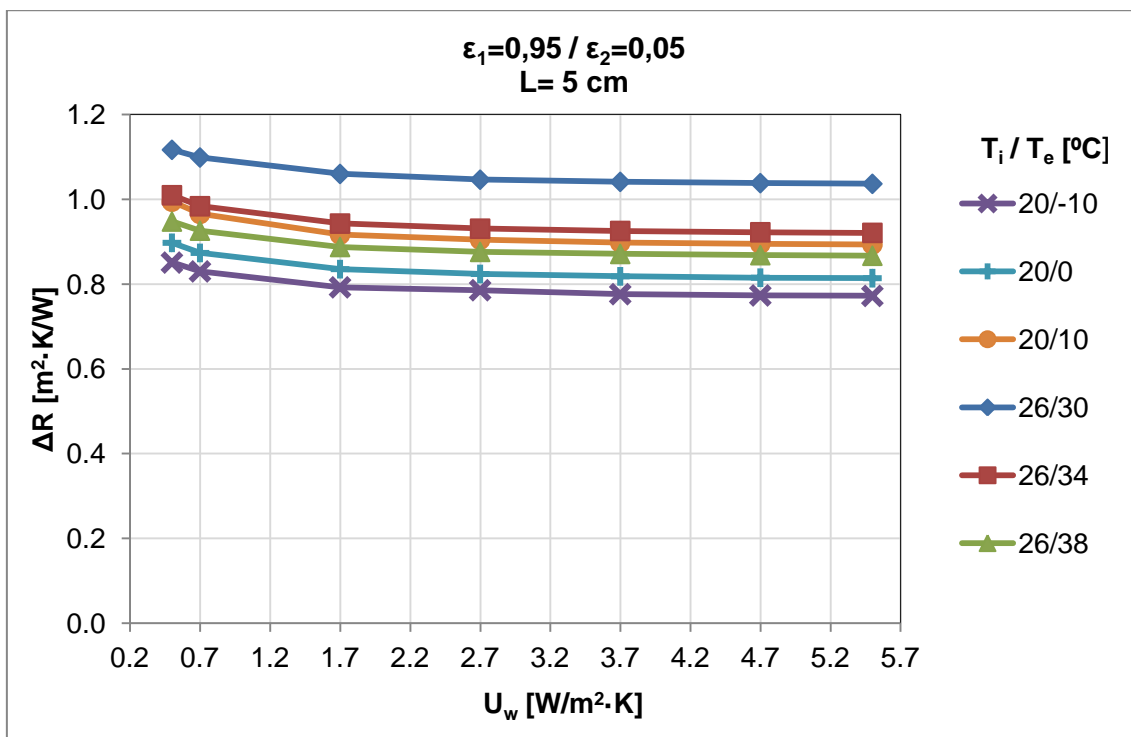
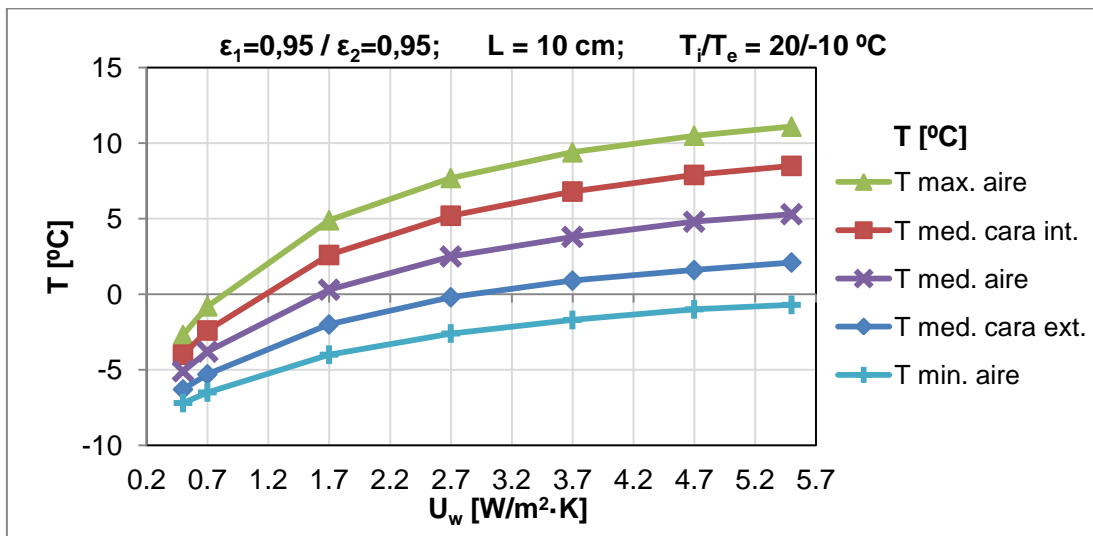
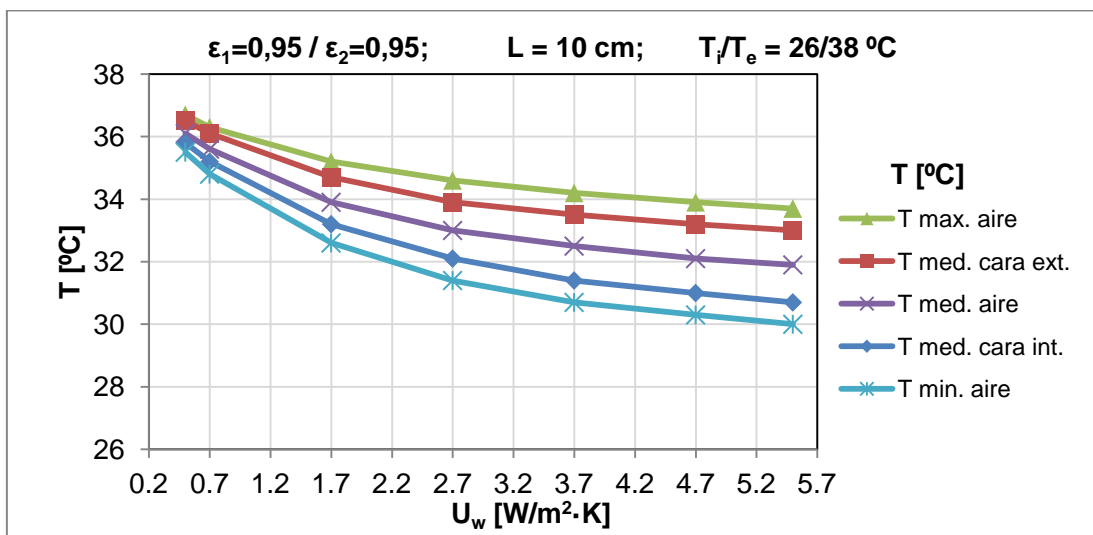


Fig. 2.15: Valores de ΔR según U_w , para $L=5 \text{ cm}$ y emisividades 0,95/0,05

La influencia de la transmitancia térmica de la ventana en el valor de ΔR se produce debido a que U_w incide, fundamentalmente, en la temperatura superficial de la cara interior de cámara de aire. De esta forma, cuanto menor es U_w , menor es el salto térmico (ΔT) entre las paredes que delimitan la cámara de aire (**Fig. 2.16**) y, consecuentemente, también es menor el flujo de calor por convección y radiación.



(a)



(b)

Fig. 2.16: Valores de temperatura del aire en la cámara
 (a) invierno; (b) verano

La sensibilidad de la transmitancia térmica de la ventana frente a la modificación de otros parámetros se analiza a continuación:

- **Espesor de la cámara de aire:** La reducción de la transmitancia térmica de la ventana aporta mayores mejoras en el valor de ΔR cuanto mayor es el espesor de la cámara de aire. En el caso, por ejemplo, de una reducción de transmitancia de 5,5 a 0,5 W/m²·K, la mejora de ΔR para una cámara de aire de 1 cm en invierno es, de media, de 2%, mientras que en una cámara de 35 cm la mejora media es de 7%.
- **Emisividad:** En el estudio de este parámetro, se aprecia que la reducción del valor de U_w tiene mayor incidencia en la mejora de ΔR cuando se utilizan valores de emisividad bajos, llegando esta mejora a un máximo de 13% en el caso de reducción de transmitancia de 5,5 a 0,5 W/m²·K. Para valores medios de emisividad, la mejora llega al 7%, mientras que para valores altos de emisividad la mejora máxima de ΔR es de hasta el 6%.

2.5.5.1.4.- Análisis según la estación y severidad climática

Los resultados muestran que los valores medios de ΔR son similares en verano (0,61 m²·K/W y en invierno 0,60 m²·K/W). En los valores máximos, en cambio, se obtienen, de promedio, valores un 9% mayor en verano que en invierno (**Fig. 2.17**).

En cuanto a la severidad climática, los valores medios y máximos muestran que, tanto en invierno como en verano, ΔR es mayor cuanto menor es la severidad climática.

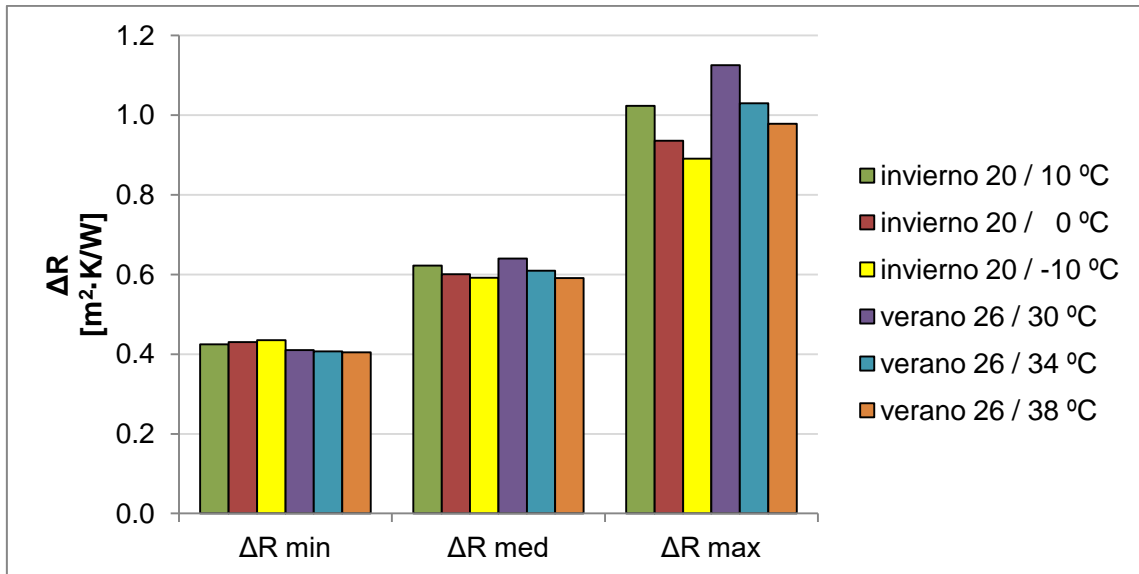


Fig. 2.17: Valores mínimos, medios y máximos de ΔR según la estación y severidad climática

A igualdad del resto de parámetros, la severidad climática no influye en gran medida en el valor de ΔR para emisividades altas y medias, siendo la diferencia máxima absoluta de $0,02 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ entre el grado de severidad bajo y el alto, lo que supone una variación del 4%. En el caso de emisividad baja, la diferencia absoluta entre un grado de severidad bajo y uno alto es en general mayor, teniendo como valor máximo $0,12 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, lo que supone una variación del 19%.

En este apartado no se estudia la sensibilidad del resto de parámetros frente a la modificación de la severidad climática y estación, dado que estos últimos son siempre parámetros fijos, no modificables, a la hora de hacer un edificio en una localización concreta.

2.5.5.2.- Análisis del número de Nusselt

En lo que respecta a la transferencia de calor por convección dentro de la cámara de aire limitada por la contraventana y la ventana, en los cálculos

basados en correlaciones, el proceso lleva habitualmente al cálculo del número de Nusselt (Nu) y a partir de este se calcula el valor de h (coeficiente promedio de transferencia de calor) y posteriormente el flujo de calor que atraviesa el cerramiento mediante la ley de enfriamiento de Newton. En el presente estudio, dado que se ha realizado el cálculo mediante un método numérico, se ha obtenido en primer lugar el valor del flujo de calor, pudiéndose, a partir de él, obtener los datos de h y Nu.

Para ello, a partir del valor de R_{air} obtenido con la ecuación (2.9), se calcula el valor de h, mediante la ecuación (2.10):

$$h = \frac{1}{R_{air}} \quad (2.10)$$

El valor de Nusselt se calcula con la ecuación (2.11):

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.11)$$

siendo:

L_c : Espesor de la cámara de aire (m)

k : Conductividad térmica del aire (W/m·K).

Para el cálculo de k se toma como referencia la temperatura media del aire dentro de la cámara, obtenida en el proceso de cálculo mediante el método numérico.

Los resultados obtenidos para la hipótesis de emisividades entre paredes nula, muestran que, a medida que aumenta el espesor de la cámara de aire, también lo hace Nu, lo que indica que los efectos de la convección se hacen mayores, y contrarrestan el efecto aislante que proporciona el aumento de espesor (**Fig. 2.18**).

Se aprecia igualmente que, a partir de 5 cm, existe una proporcionalidad directa y prácticamente constante entre el espesor de la cámara de aire y el número de Nusselt asociado a dicho espesor, lo que tiene como consecuencia que la resistencia térmica de la cámara de aire sea muy similar.

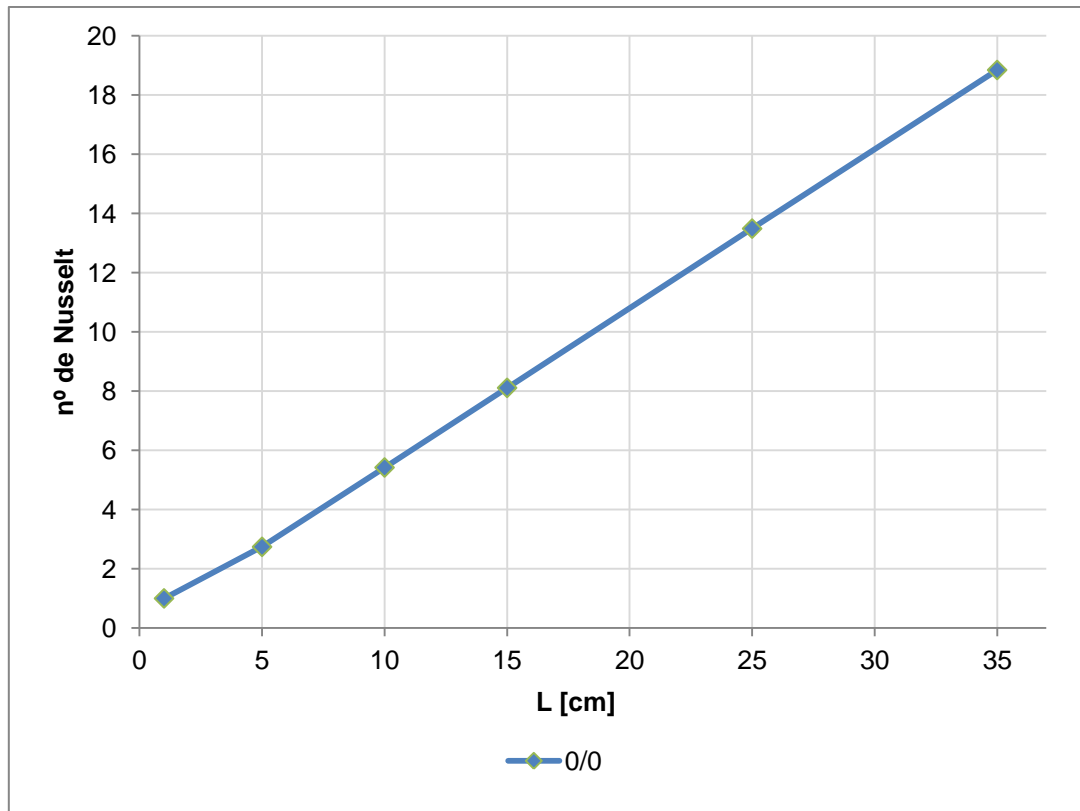


Fig. 2.18: Valores medios de Nusselt en la cámara de aire según el espesor de la cámara de aire

2.6.- Comparación del método numérico y analítico

2.6.1.- Método numérico y UNE EN ISO 10077-1

El método analítico propuesto por la norma ISO 10077-1 proporciona un valor, para una contraventana estanca con $R_{sh}=0,29 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, de $\Delta R = 0,45 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, siendo este valor único y constante para todas las combinaciones de parámetros. Por su parte, para la misma contraventana, el método numérico

proporciona, en función de los diferentes parámetros, un amplio rango de valores de ΔR que oscila entre 0,40 y 1,12 $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$. Dado que el método analítico es un método simplificado, el objetivo de este apartado es calcular el margen de error que este método tiene con respecto al cálculo numérico, el cual por su propia naturaleza es más cercano a los valores reales.

Puesto que las mayores diferencias de ΔR se producen según las emisividades de las caras del cerramiento que conforman la cámara de aire, el análisis se realizará en base a este parámetro.

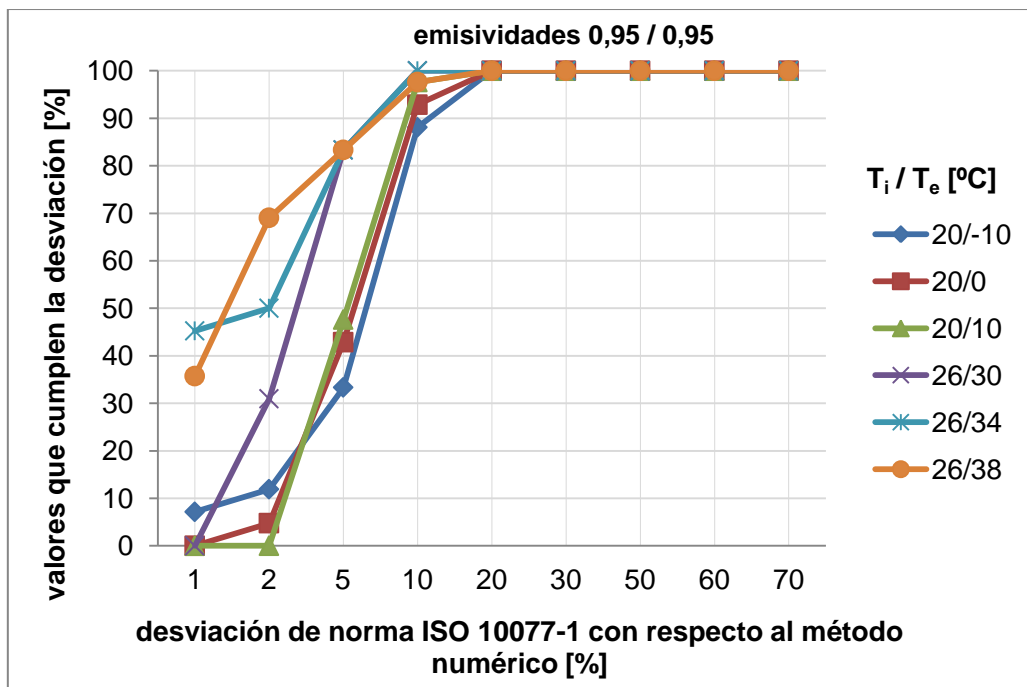


Fig. 2.19: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,95

Los resultados relativos a la emisividad entre superficies alta ($\epsilon_1 = 0,95 / \epsilon_2 = 0,95$) (**Fig. 2.19**) muestran que:

- La desviación de los valores obtenidos en el modelo analítico con respecto al modelo numérico es siempre inferior al 20%, siendo la media del 4% y la máxima de 13%. En valores absolutos, la desviación media

es $0,021 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, y la máxima de $0,067 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. En términos constructivos, este último valor equivale a la resistencia térmica que ofrecen, de forma conjunta, un enlucido de yeso y un raseo de mortero.

- El 83% de las hipótesis de estudio en la estación de verano tienen una desviación inferior al 5%, mientras que en invierno esta desviación se produce entre el 30 y 45% de las hipótesis, en función de la severidad climática.
- Entre el 30 y 69% de las hipótesis de estudio en la estación de verano tienen una desviación inferior al 2%. En el extremo contrario, solo cumplen esta desviación entre el 0 y 11% de las hipótesis en invierno, en función de la severidad climática.
- En verano, con severidad climática media y alta, entre el 35 y 45% de las hipótesis de estudio tiene una desviación inferior al 1%.

Por espesores de cámara de aire, se constata que el espesor que ofrece resultados más exactos es el de 5 cm, con una desviación media de 3% y máxima de 8%. Las mayores desviaciones se producen para espesor de 35 cm, con desviación media de 6% y máxima de 13%.

Por valores de transmitancia térmica de la ventana, a medida que este valor crece la desviación se hace menor. No obstante, la diferencia en la desviación media es muy reducida, ya que oscila entre 3,9% para $U_w=5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y 5,6% para $U_w=0,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Por estación, se aprecian menores desviaciones para temperaturas de contorno típicas de verano (desviación media de 3%) que para invierno (6%).

En cuanto al signo de la desviación, para el espesor de cámara de 1 cm los valores de ΔR que arroja el método analítico son superiores a los del método

numérico, mientras que, para el resto de espesores, los valores del método analítico son inferiores, por lo que, en general, el método analítico subestima la influencia de la contraventana.

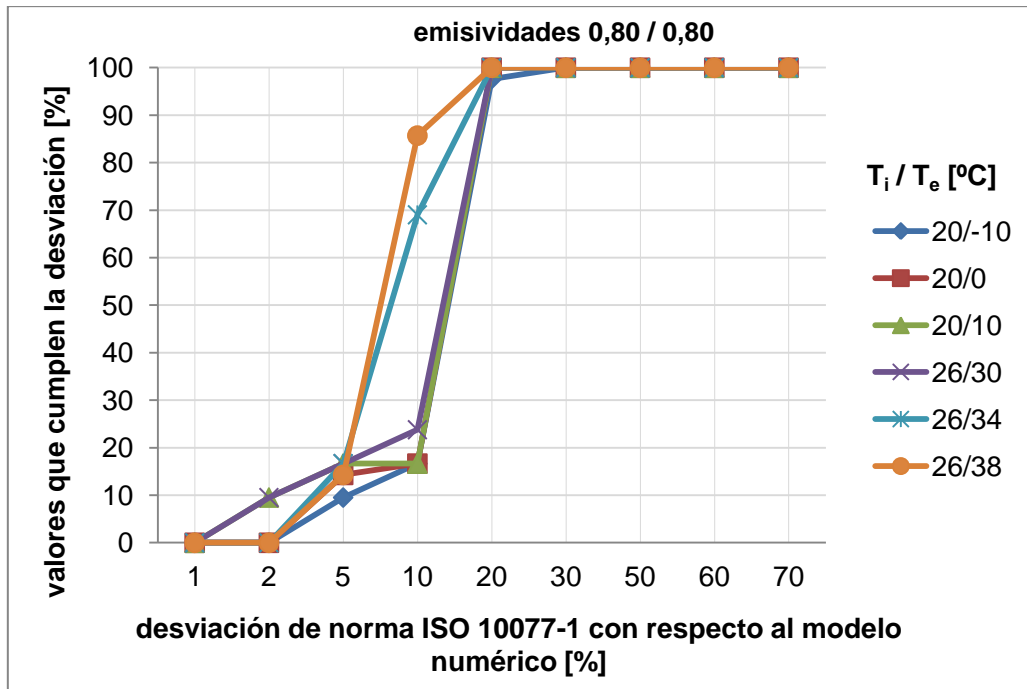


Fig. 2.20: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,80 / 0,80

Los valores obtenidos para la emisividad entre superficies media ($\epsilon_1 = 0,80 / \epsilon_2 = 0,80$) (**Fig. 2.20**), tienen las siguientes características:

- La desviación de los valores obtenidos por el método analítico con respecto al método numérico es siempre inferior al 30%.
- La práctica totalidad de las hipótesis de estudio tienen una desviación inferior al 20%, siendo la media de 10% y la máxima de 20%. Para esta emisividad, en valores absolutos, la desviación media equivale a $0,054 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, y la máxima de $0,113 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. En términos constructivos, este último valor equivale a la resistencia térmica que ofrecen, de forma conjunta, un tabique de ladrillo hueco sencillo y un raseo de mortero.

- Únicamente entre el 9 y 17% de las hipótesis de estudio tienen una desviación inferior al 5%.

Con respecto a la cámara de aire, la desviación aumenta con su espesor. Así, en este rango de emisividades, con 1 cm se producen las menores desviaciones (media de 3% y máxima de 7%) mientras que con 35 cm la desviación media alcanza el 14% y la máxima el 20% (**Fig. 2.21**).

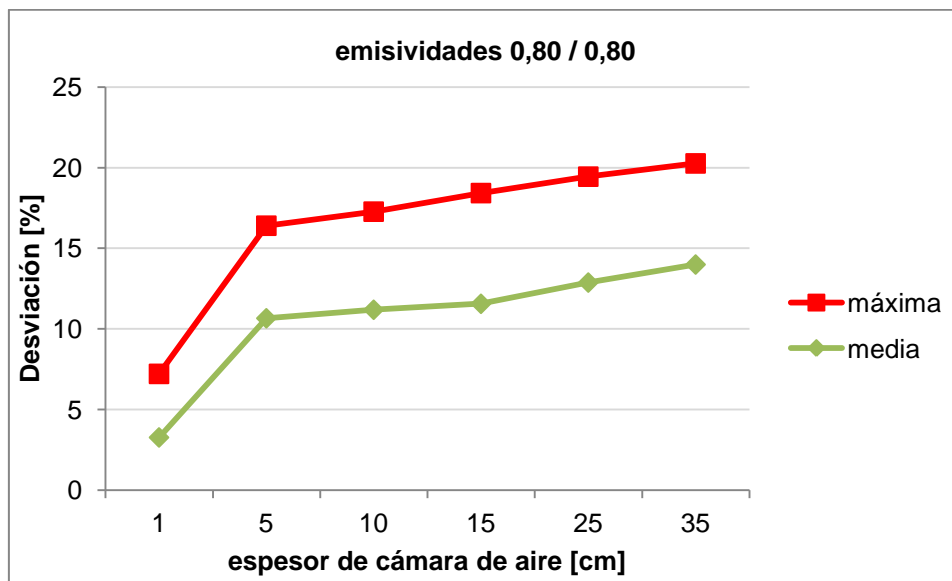


Fig. 2.21: Desviación entre norma ISO 10077-1 y método numérico en función del espesor de cámara de aire, emisividades 0,80 / 0,80

Al igual que para emisividades altas, en este caso también la desviación se hace menor a medida que aumenta la transmitancia térmica de la ventana. Su valor medio oscila entre 10% para $U_w=5,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y 12% para $U_w=0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Lo mismo ocurre en el análisis por estación climática, con menores desviaciones para temperaturas de contorno típicas de verano (desviación media de 8%) que para invierno (12%).

En cuanto al signo de la desviación, salvo para el espesor de cámara de 1 cm en verano, en el que los valores de ΔR que arroja el método analítico son

superiores a los del método numérico, en el resto de casos analizados se cumple que los valores del método numérico son siempre superiores.

En cuanto a los valores obtenidos para la emisividad entre superficies baja ($\epsilon_1 = 0,95 / \epsilon_2 = 0,05$) (**Fig. 2.22**), la desviación de los valores obtenidos por el método analítico con respecto al método numérico es siempre superior al 20%. La desviación mínima es de 25%, la media de 47% y la máxima de 60%, equivalentes en valores absolutos, a $0,149 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, $0,427 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, $0,679 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, respectivamente. En términos constructivos, la desviación media equivale a la resistencia térmica que ofrece 1,5 cm de aislamiento XPS y la desviación máxima a 2,3 cm del mismo material o a una ventana con vidrio doble bajo-emisivo de $U_w=1,47 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

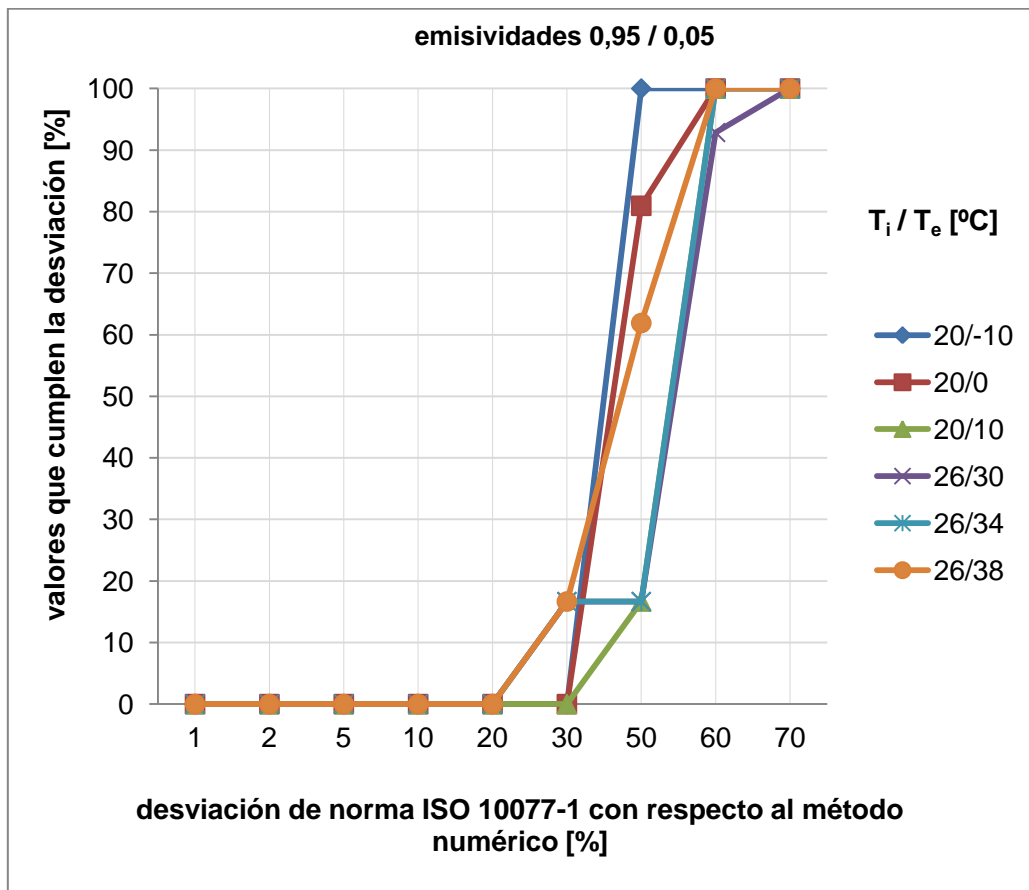


Fig. 2.22: Desviación de valores de norma ISO 10077-1 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,05

Con respecto a la cámara de aire y la transmitancia térmica de la ventana, las consideraciones para esta emisividad son, cualitativamente, semejantes a las realizadas para emisividades media y baja, esto es, que la desviación aumenta con el espesor de la cámara de aire y disminuye con transmitancias térmicas de ventana mayores.

En el caso de cámaras de aire de 1 cm, la desviación media es de 30% y la máxima de 34%, mientras que con 35 cm la desviación media alcanza el 51% y la máxima el 60%.

Para valores de U_w , las desviaciones medias oscilan entre 47% para $U_w=5,5$ $W/m^2 \cdot K$ y 50% para $U_w=0,5$ $W/m^2 \cdot K$.

Respecto a las condiciones de contorno, se aprecia un cambio con respecto a las emisividades baja y media, ya que las desviaciones medias son menores para condiciones típicas de invierno (45%) que para verano (49%).

2.6.2.- Método numérico y UNE EN ISO 6946

El método analítico de la norma UNE EN ISO 6946 proporciona, en función de los diferentes parámetros, un rango de valores de ΔR entre 0,41 y 0,96 $m^2 \cdot K/W$, para una contraventana estanca con $R_{sh}=0,29$ $m^2 \cdot K/W$. Con respecto al método numérico, la desviación media es de 3,6% (0,024 $m^2 \cdot K/W$) y la máxima de 17,3% (0,195 $m^2 \cdot K/W$).

Hay que señalar que el método de la norma ISO 6946 se ha aplicado para todas las hipótesis de estudio, si bien únicamente el parámetro de la emisividad se incluye directamente en las ecuaciones. El resto de parámetros analizados (transmitancia térmica de la ventana, el espesor de la cámara de aire y temperaturas de contorno) tienen incidencia en la medida en que afectan a las temperaturas de las paredes que delimitan la cámara de aire y del propio aire.

En el presente estudio estos valores disponen de gran precisión, ya que han sido tomados de los resultados obtenidos con el método numérico.

En los resultados globales se aprecia que la desviación tiende a incrementarse con el aumento de espesor de cámara de aire. Este hecho se debe a que el método de la norma se basa en la hipótesis de superficies paralelas infinitas. En el modelo numérico, sin embargo, en la medida en que el espesor de la cámara de aire aumenta, los efectos de los bordes superior e inferior de la cámara dejan de ser despreciables y comienzan a ejercer una influencia paulatinamente mayor, lo que se traduce en una mayor desviación entre ambos modelos. No obstante, a pesar de que la propia norma limita su aplicación a las cámaras con altura y anchura superior a 10 veces la altura, el hecho es que la desviación de los resultados en cámaras que no cumplen esta relación (15, 25, 35 cm) no difieren significativamente de las que si lo cumplen (1, 5, 10 cm), aunque sí es mayor (**Fig. 2.23**).

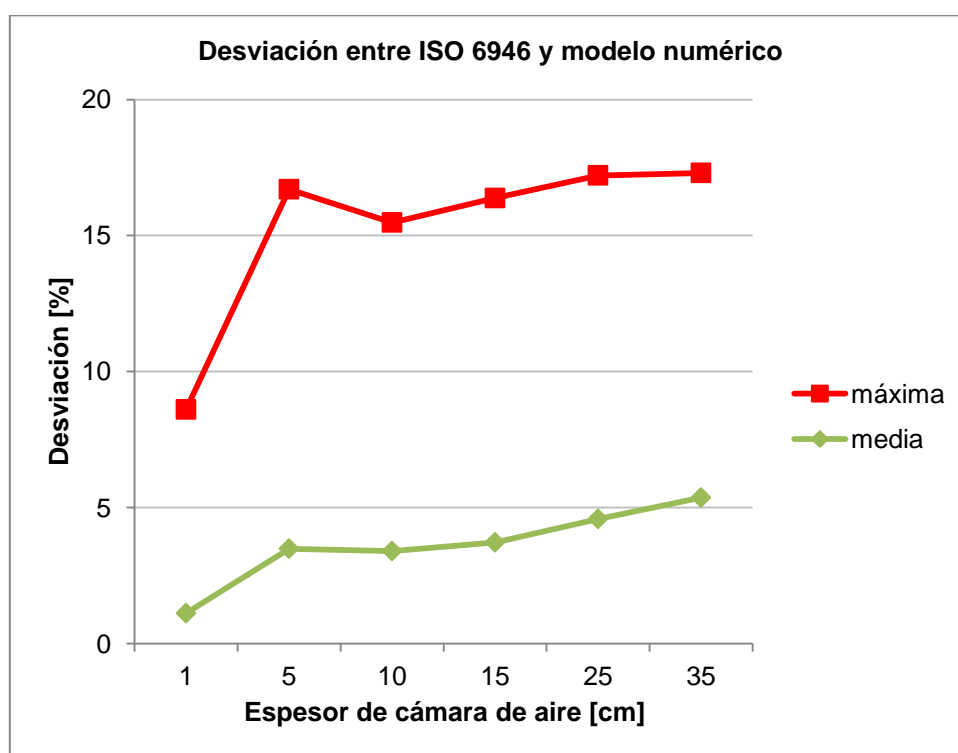


Fig. 2.23: Desviación entre ISO 6946 y modelo numérico en función del espesor de cámara de aire

En cuanto al signo de la desviación, en general los valores de ΔR que arroja este método analítico son inferiores a los del método numérico. No obstante, para algunos casos, como en las hipótesis de cámara de aire de 1 cm y para la mayoría de hipótesis con emisividad baja, los resultados obtenidos son superiores a los del método numérico (**Fig. 2.24**), es decir, se sobreestima la influencia de la contraventana.

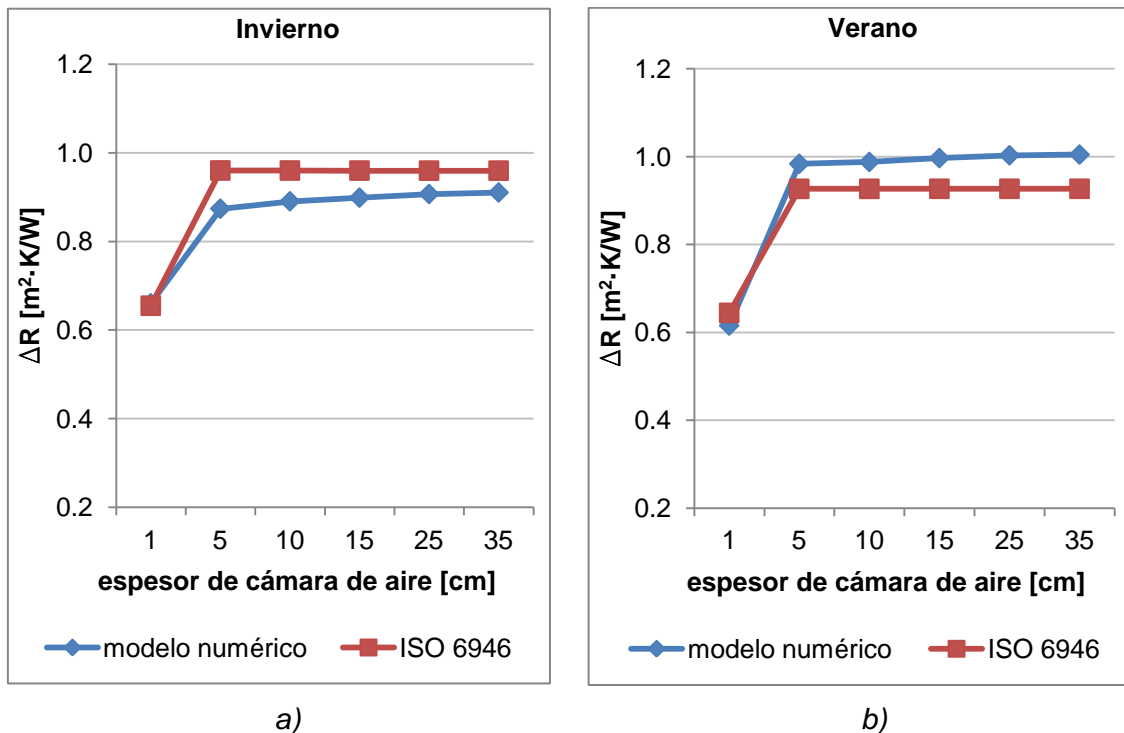


Fig. 2.24: Valores de ΔR . Emisividades (0,95/0,05), $U_w = 0,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Severidad climática media.

(a) invierno; (b) verano

Los resultados relativos a la emisividad entre superficies alta ($\epsilon_1 = 0,95 / \epsilon_2 = 0,95$) muestran que entre el 61 y 95% de los valores, en función de las condiciones de contorno, tienen una desviación máxima con respecto al modelo numérico del 5% (**Fig. 2.25**), siendo la desviación media de 3% y la máxima de 8%. En valores absolutos, la desviación media es $0,014 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, y la máxima de $0,039 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

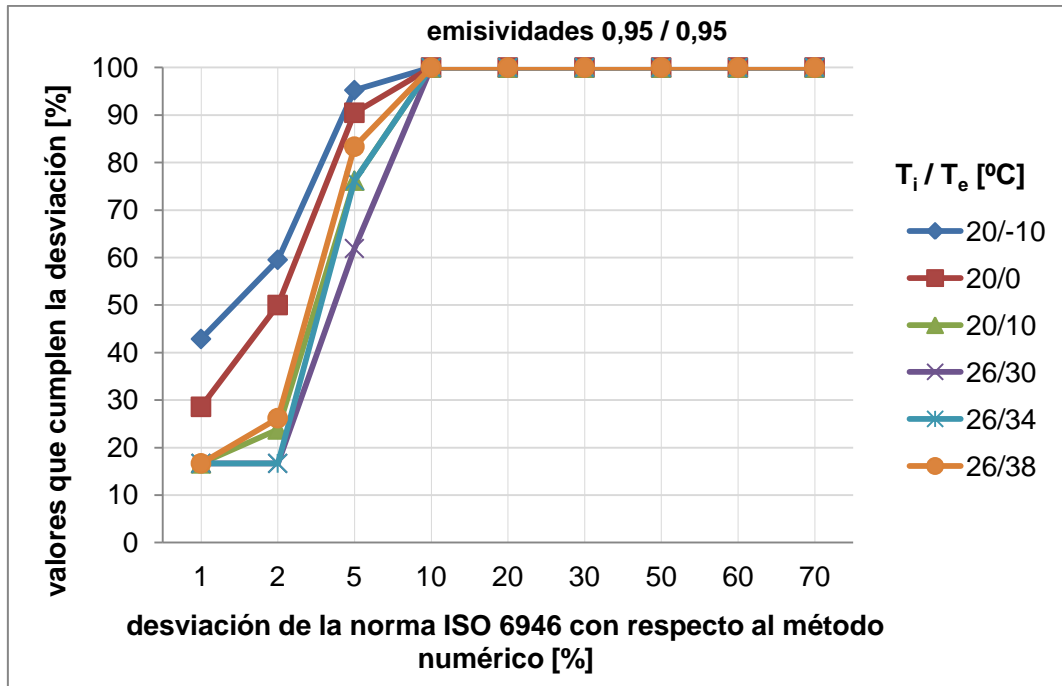


Fig. 2.25: Desviación de valores de norma ISO 6946 con respecto al método numérico, emisividades 0,95 / 0,95

Los valores obtenidos para la emisividad entre superficies media ($\epsilon_1 = 0,80 / \epsilon_2 = 0,80$) son similares a los de emisividad alta, con una desviación media de 3% y máxima de 8%, mientras para emisividad entre superficies baja ($\epsilon_1 = 0,95 / \epsilon_2 = 0,05$), la desviación media es de 4% y la máxima de 17%, equivalentes en valores absolutos a $0,043 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ y $0,195 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, respectivamente. En términos constructivos, la desviación media equivale a la resistencia térmica que ofrece una contraventana de madera de 3 cm o una ventana con vidrio simple (incluidas sus resistencias térmicas superficiales).

2.6.3.- Comparación de métodos analíticos

La comparación entre los dos métodos analíticos permite apreciar de una forma más directa el grado de desviación que se obtiene en función del método escogido y de las emisividades que se estén estudiando (**Fig. 2.26**).

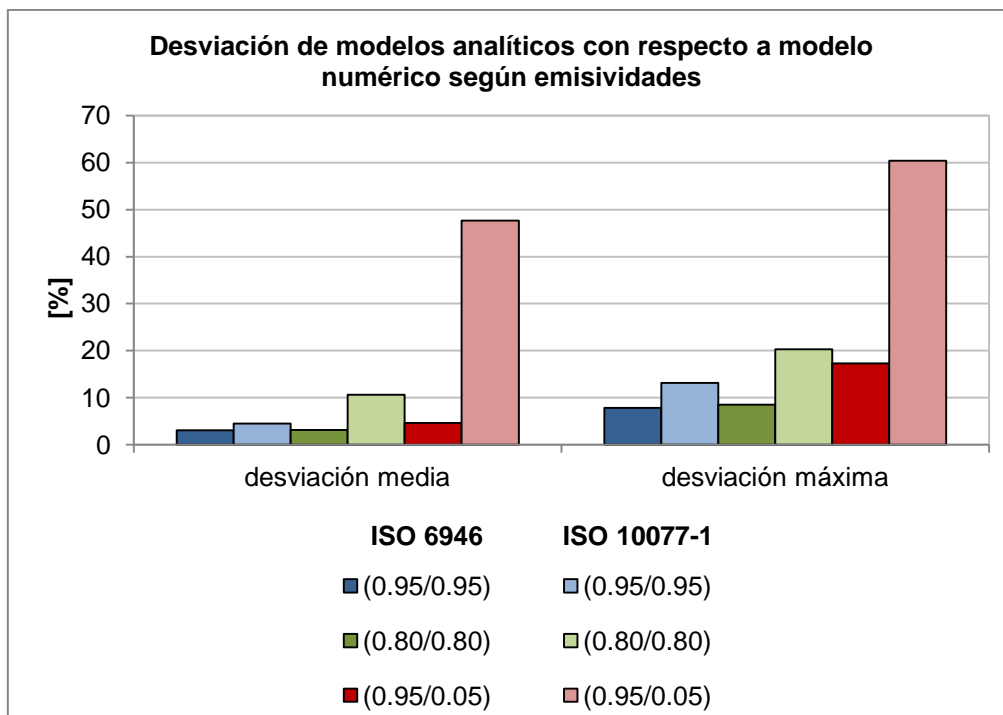


Fig. 2.26: Desviación entre modelos analíticos y modelo numérico

Para emisividades altas, el método de la ISO 10077-1 ofrece resultados similares a la ISO 6946, aunque en este último siempre con desviaciones inferiores (medias de 4% y 3%, respectivamente). La diferencia entre ambos aumenta significativamente en el caso de emisividades medias, mientras que para emisividades bajas, la diferencia entre ambos métodos es muy elevada, con una desviación media de 4% de la ISO 6946 frente al 47% de la ISO 10077-1.

2.7.- Comentarios y conclusiones

En el presente capítulo, se ha realizado un estudio de la resistencia térmica adicional (ΔR) que proporciona una contraventana exterior estanca, mediante el cálculo con los métodos analíticos de las normas UNE EN ISO 10077-1:2010 y UNE EN ISO 6946:2012 y con un método numérico mediante cálculo de volúmenes finitos.

El método analítico contenido en la norma ISO 10077-1, de carácter simplificado, ofrece valores de ΔR muy sencillos de calcular, perdiendo, como contrapartida, precisión en los resultados obtenidos. Según esta norma, el valor de ΔR únicamente depende del nivel de permeabilidad al aire de la contraventana y de su resistencia térmica. Aplicando las ecuaciones especificadas en la norma, en función de estos dos parámetros, se obtienen valores de ΔR que oscilan entre 0,12 y 0,45 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, lo que supone la reducción de la transmitancia térmica del hueco de ventana entre un 6 y 71%.

Se constata, asimismo, que ΔR es mayor cuanto mayores son la transmitancia térmica de la ventana y resistencia térmica de la contraventana. En el estudio de esta norma, se aprecia la importancia de la permeabilidad al aire de la contraventana. Así, a medida que aumenta su permeabilidad, se incrementa la transferencia de masa de aire entre el interior de la cámara y el ambiente exterior, reduciéndose de este modo la influencia de la resistencia térmica de la contraventana. En este sentido, los resultados muestran que una contraventana estanca con baja resistencia térmica proporciona mayores valores de ΔR que contraventanas con alta resistencia térmica pero con permeabilidad alta, e incluso con permeabilidad baja. Por lo tanto, en el diseño de la contraventana es prioritario actuar sobre la estanqueidad al aire más que en el material de la contraventana.

El método numérico mediante cálculo de volúmenes finitos ofrece, a diferencia de la norma ISO 10077-1, resultados con gran exactitud, a costa de una complejidad mucho mayor para la obtención de los resultados. El análisis se centra en una contraventana estanca con la máxima resistencia térmica que permite la norma ISO ($R_{sh}=0,29 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$), y se modifican los parámetros de transmitancia térmica de la ventana, espesor de la cámara de aire, emisividad de las superficies que delimitan la cámara de aire y la estación del año con severidades climáticas diferentes.

Mientras que en el modelo analítico el valor obtenido es constante y único ($\Delta R = 0,45 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) para todas las combinaciones de parámetros, en el modelo numérico se obtienen valores entre 0,40 y 1,12 $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$. Entre los parámetros analizados, la emisividad de las superficies que delimitan la cámara de aire se erige como el factor principal de variación del valor de ΔR . Su valor es mayor cuanto menor es la emisividad entre superficies y la diferencia que se puede alcanzar al variar este parámetro llega hasta el 146%. Esto se debe a que la reducción de la emisividad entre superficies provoca la reducción de la transmisión de calor por radiación entre la contraventana y la ventana.

En cuanto al espesor de la cámara de aire, se constata que el valor de ΔR es mayor cuanto más grande es el espesor de la cámara. No obstante, a partir de 5 cm de espesor, el valor de ΔR se incrementa muy levemente. La diferencia que se puede alcanzar al variar este parámetro llega hasta el 89%.

En cuanto a la transmitancia térmica de la ventana, la reducción de su valor lleva asociado un incremento de ΔR de hasta el 12,8% entre una ventana con alta transmitancia ($5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) y otra con transmitancia baja ($0,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$). En este sentido, la colocación de ventanas con altas prestaciones térmicas mejora también las prestaciones térmicas de la contraventana.

En cuanto a la estación climática, con valores altos y medios de emisividad se registran valores de ΔR , de media, un 6% más altos en invierno que en verano, mientras que con valores bajos de emisividad los valores de ΔR son, de media, un 9% mayores en verano que en invierno. Por severidad climática, se constata que, tanto en verano como en invierno, ΔR es mayor cuanto menor es la severidad climática, llegando la diferencia hasta el 16%.

La comparación de valores entre los métodos analíticos y el método numérico proporciona diferencias que pueden llegar a ser muy altas. En el caso de la norma ISO 10077-1, según la combinación de parámetros que se estudie, la

desviación oscila entre 0,1% y el 60%, mientras que para la norma ISO 6946 los porcentajes varían entre 0,1% y 17%.

Si bien para conocer el error exacto que se comete en cada caso concreto sería necesario estudiar una por una cada combinación de parámetros, si se pueden establecer una serie de criterios generales que valoren el grado de validez de los métodos analíticos. En este sentido, es nuevamente el parámetro de la emisividad de las superficies de la cámara el que mayor influencia presenta. En el caso de emisividades altas, las desviaciones proporcionadas por los dos métodos analíticos son reducidas. Para emisividades medias, el valor las desviaciones se duplican, si bien en términos absolutos podría considerarse que se mantienen en valores contenidos. Por el contrario, para emisividades bajas, las desviaciones, en términos absolutos, pasan a ser significativas en la norma ISO 6946 y muy altas en el caso de la ISO 10077-1 (**Tabla 2.4**).

Desviación máxima de ΔR ($m^2 \cdot K/W$)

cámara aire	emisividades (ϵ_1 / ϵ_2)					
	0.95 / 0.95		0.80 / 0.80		0.95 / 0.05	
e (cm)	ISO 10077-1	ISO 6946	ISO 10077-1	ISO 6946	ISO 10077-1	ISO 6946
1	± 0.04	± 0.00	± 0.03	± 0.01	± 0.23	± 0.05
5	± 0.04	± 0.02	± 0.09	± 0.02	± 0.67	± 0.19
10	± 0.05	± 0.02	± 0.09	± 0.03	± 0.66	± 0.17
15	± 0.05	± 0.02	± 0.10	± 0.04	± 0.67	± 0.18
25	± 0.06	± 0.03	± 0.11	± 0.04	± 0.68	± 0.19
35	± 0.07	± 0.04	± 0.11	± 0.05	± 0.68	± 0.19

Tabla 2.4: Desviaciones máximas obtenidas con métodos analíticos

Si bien la precisión de los resultados es considerablemente mayor en el caso de la ISO 6946, es necesario considerar también los inconvenientes que esta norma ofrece, con el fin de evaluar de forma ponderada cuál de los dos métodos analíticos es preferible. En este sentido, resulta determinante el hecho de que utilizar la norma ISO 6946 implica realizar un cálculo iterativo, lo que

conlleva un mayor esfuerzo y tiempo, en contraste con la ISO 10077-1, en la que la obtención de ΔR es prácticamente inmediata.

Conocido el grado de incertidumbre que presentan los valores obtenidos con cada método analítico, corresponde a cada proyectista o investigador decidir qué método es el idóneo para el caso concreto que esté estudiando. Partiendo de la base de que para obtener los resultados más precisos siempre es preferible el empleo de un método numérico, a pesar de su elevada complejidad y del coste de tiempo y de aprendizaje que requiere, se pueden evaluar alternativas analíticas cuando estas ofrecen el grado de precisión exigido en cada estudio.

Si se considera como aceptable un nivel de precisión de $\pm 0.02 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ (equivalente aproximadamente a la resistencia térmica que aporta una capa de raseo de mortero), la norma ISO 6946 podría utilizarse, como alternativa al método numérico, para emisividades altas hasta 15 cm de cámara de aire y para emisividades medias hasta 5 cm.

Para estudios en los que el grado de precisión requerido pueda ser menor, por ejemplo en anteproyectos, cálculos térmicos iniciales, diseños iniciales de cerramientos, estudios de investigación en los que la resistencia térmica no juegue un papel determinante, etc., suponiendo una desviación máxima aceptable de $\pm 0.11 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ (equivalente a un ladrillo hueco sencillo con raseo de mortero), la norma ISO 10077-1 sería la solución idónea para obtener ΔR para emisividades medias y bajas de una forma sencilla y rápida.

Finalmente, los resultados muestran que, para emisividades bajas a partir de 5 cm de cámara de aire, únicamente el método numérico sería válido, ya que los métodos analíticos aportan desviaciones que comienzan a ser importantes. Por ejemplo, utilizar la norma ISO 6946 en estos casos supondría asumir una desviación que puede llegar a equivaler a la resistencia térmica que aporta una ventana con vidrio simple (incluidas sus resistencias térmicas superficiales) o

una contraventana de madera de 3 cm, mientras que utilizar la norma ISO 10077-1 supondría a asumir una desviación máxima equivalente a la resistencia térmica que aporta 2,3 cm de aislamiento XPS o una ventana con vidrio doble bajo-emisivo.



CAPÍTULO 3

INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LOS PUENTES TÉRMICOS DE VENTANA

CAPÍTULO 3

INFLUENCIA DE LA CONTRAVENTANA EN LOS PUENTES TÉRMICOS DE VENTANA

3.1.- Introducción

La mejora de la eficiencia energética en los edificios depende fundamentalmente de la limitación de la demanda energética proporcionada por la envolvente térmica. En lo que respecta a fachadas, la normativa suele hacer un especial énfasis en los elementos opacos y los cerramientos semitransparentes, dado que, generalmente, la suma de ambos supone la mayor parte de la superficie de la envolvente vertical. Es por ello por lo que, en la medida en que se reduce el flujo de calor a través de estos elementos, cobra una importancia relativa cada vez mayor la demanda energética en el edificio debida a los puentes térmicos. No obstante, la creciente regulación en los aspectos térmicos en el ámbito edificatorio y las mayores exigencias impuestas por la normativa europea (European Parliament 2010), que persigue el aumento de edificios de consumo casi nulo, hace imprescindible que la implementación de sistemas de mejoras de eficiencia energética se produzca no solamente en los elementos principales sino también en elementos considerados tradicionalmente como secundarios, como son los puentes térmicos.

El puente térmico se define por la norma UNE-EN ISO 10211 (AENOR 2012c) como aquella parte del cerramiento de un edificio donde la resistencia térmica normalmente uniforme cambia significativamente debido a:

- penetraciones completas o parciales en el cerramiento de un edificio, de materiales con diferente conductividad térmica;
- un cambio en el espesor de la fábrica;
- una diferencia entre las áreas internas o externas, tales como juntas entre paredes, suelos, o techos.

Los puentes térmicos son elementos intrínsecos a la propia configuración geométrica del edificio, ubicados en las zonas singulares de la envolvente (esquinas, huecos de ventana, encuentros con forjados, cubierta, voladizos, etc.), por lo que no es posible eliminarlos por completo. La disminución de su influencia, por tanto, debe enfocarse desde la perspectiva de un diseño adecuado y de su correcta ejecución material en fase de obra.

Principalmente, son dos los efectos que los puentes térmicos provocan en la envolvente del edificio:

- Un cambio en el flujo de calor que atraviesa la envolvente
- Un cambio en la temperatura superficial interna del cerramiento

En cuanto al flujo de calor, este tiene incidencia en la demanda de energía del edificio. Comparativamente, la pérdida de calor a través de los puentes térmicos de un edificio puede llegar a igualar e incluso superar la ganancia de energía anual que proporciona un sistema de colectores solares para agua caliente sanitaria (Erhorn-Kluttig, Citterio & Cocco 2008).

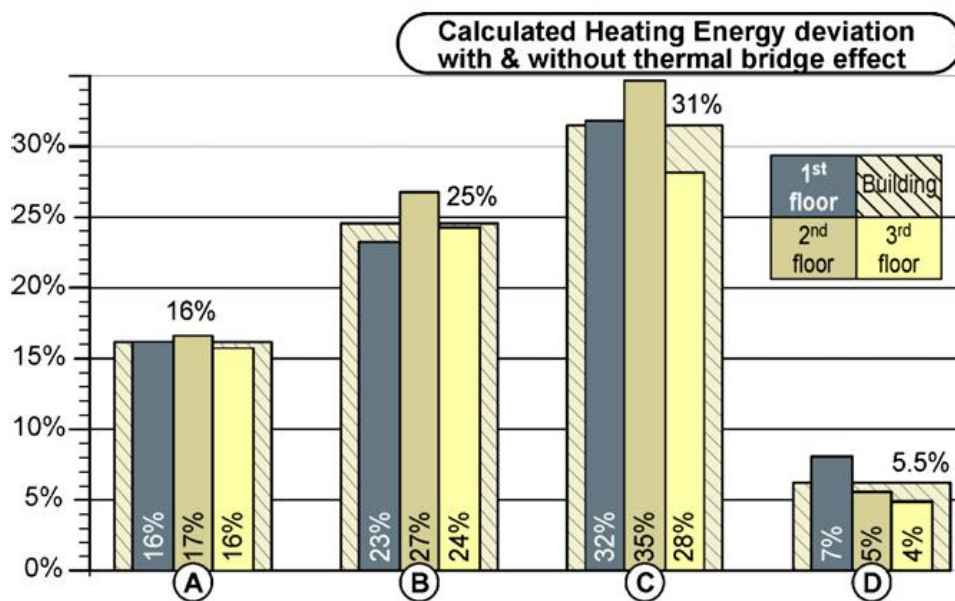


Fig. 3.1: Desviación en la demanda de calefacción entre la inclusión y la exclusión del efecto de los puentes térmicos (Theodosiou, Papadopoulos 2008)

El efecto de los puentes térmicos incide tanto en la demanda de calefacción como en la de refrigeración. En (Theodosiou, Papadopoulos 2008) se analiza el caso de un edificio de seis viviendas distribuidas en tres plantas con diferentes hipótesis de envolvente vertical y de aislamiento, en un clima mediterráneo. Los resultados muestran que la demanda anual de calefacción utilizando una metodología de estudio que tenga en cuenta los puentes térmicos puede llegar a ser hasta un 30% mayor que si no se tienen en cuenta (**Fig. 3.1**), llegando este porcentaje hasta el 10% en demanda de refrigeración. Por su parte, la diferencia en la demanda máxima, tanto de calefacción como de refrigeración, oscila entre el 10 y 20%, lo que muestra la importancia de tener en cuenta los puentes térmicos a la hora de dimensionar los equipos de climatización.

Reference value for percentage increment: $U_w = 1.458 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$			External insulated wall	
			Overall thermal transmittance U_{2D} [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$]	Increment of window losses [%]
Without shutter box	External frame	Non insulated hole	1.625	11.5
		Insulated hole	1.588	8.9
		Insulation above frame	1.540	5.6
	Intermediate frame	Non insulated hole	1.929	32.3
		Insulated hole	1.644	12.7
		Insulation above frame	1.607	10.2
	Internal frame	Non insulated hole	2.130	46.2
		Insulated hole	1.755	20.4
		Insulation above frame	1.694	16.2
With shutter box	External frame	Non insulated hole	1.858	27.4
		Insulated hole	1.830	25.5
		Insulation above frame	1.796	23.2
	Intermediate frame	Non insulated hole	1.893	29.9
		Insulated hole	1.677	15.0
		Insulation above frame	1.651	13.2
	Internal frame	Non insulated hole	2.136	46.5
		Insulated hole	1.846	26.6
		Insulation above frame	1.802	23.6

Fig. 3.2: Pérdidas de calor y porcentaje de incremento de la transmitancia térmica unidimensional de ventana (Cappelletti et al. 2011)

En (Cappelletti et al. 2011) se realiza un estudio de los tres puentes térmicos de ventana para un caso de muro doble de ladrillo cerámico, con diferentes configuraciones en la posición del aislamiento del muro y en la posición de la carpintería (interior, central y exterior), con el fin de evaluar la influencia que cada una de ellas tiene en el coeficiente de transmisión lineal interior (ψ_i). Los resultados muestran una reducción de ψ_i de hasta el 75%, resaltándose la

importancia del aislamiento en el hueco de ventana para reducir el efecto del puente térmico. El efecto que el flujo de calor bidimensional asociado a los puentes térmicos tiene en el comportamiento térmico del hueco de ventana puede ser evaluado en forma de incremento de U_w , en función de la configuración constructiva del puente térmico y de las dimensiones de la ventana. Aplicando este criterio, el incremento porcentual de U_w oscila, para los casos analizados, entre el 5,6 y 47,7% (**Fig. 3.2**).

En cuanto al efecto que los puentes térmicos tienen en la temperatura superficial interna del cerramiento, su consecuencia es el aumento del riesgo de condensación superficial y aparición de mohos (Ministerio de Fomento 2014) (dos Santos, Mendes & Philippi 2009). El límite de humedad relativa a partir del cual existe riesgo de crecimiento de moho se establece en el 80%, según la UNE EN ISO 13788 (AENOR 2002). Las esporas de moho favorecen el desarrollo de patógenos que pueden causar riesgo para la salud (Vereecken, Roels 2012), así como enfermedades alérgicas (Verhoeff, Burge 1997).

En el caso del hueco de ventana, se pueden diferenciar tres tipos de puentes térmicos: alféizar, jamba y dintel, pudiendo estar asociado este último con una caja de persiana interior.

El flujo de calor a través de un puente térmico se caracteriza por su carácter bidimensional (2D) o tridimensional (3D), en lugar del flujo unidimensional que corresponde a un elemento uniforme. No obstante, cuando un puente térmico es uniforme en una de las direcciones, tal y como ocurre en los de ventana, se considera que los cálculos numéricos bidimensionales proporcionan resultados suficientemente precisos.

La transmitancia térmica lineal puede ser evaluada utilizando las medidas interiores, intermedias o exteriores de cada solución constructiva, por lo que el resultado obtenido será diferente para cada una de las tres opciones. En el presente estudio, todas las transmitancias térmicas lineales se referirán a las

medidas interiores, por ser el procedimiento empleado tanto en el programa LIDER (Ministerio de Vivienda 2007) como en la Herramienta Unificada Lider-Calener (HULC) (Ministerio de Vivienda 2015), para justificar el cumplimiento del DB-HE0 y DB-HE1.

3.2.- Objetivos

La contraventana, como elemento dispuesto en el hueco de ventana, ejerce influencia sobre los puentes térmicos perimetrales existentes en dicho elemento, esto es, en el alfeizar, jambas y dintel. Por otra parte, la particularidad que tiene la contraventana de ser un elemento móvil, accionable a voluntad del usuario del edificio, hace que su influencia no sea permanente, limitándose a los periodos de tiempo en los que esta se encuentra cerrada.

El objetivo del presente estudio es analizar la influencia que una contraventana exterior estanca tiene en los puentes térmicos de ventana. Este estudio se realiza tanto en régimen estacionario como dinámico. Los puentes térmicos analizados son los de jamba, alfeizar y dintel con caja de persiana.

En régimen estacionario, se cuantifica el valor de la transmitancia térmica lineal (ψ) y del factor de temperatura superficial interior ($f_{R_{si}}$), de cada puente térmico existente en una disposición constructiva tipo de hueco de ventana, tanto con contraventana como sin ella, comparándose ambos resultados. Se analizarán diferentes modelos, según la posición de la contraventana dentro del hueco de ventana y según la resistencia térmica de la contraventana.

En cuanto al análisis en régimen dinámico, se analizará el comportamiento de la solución constructiva, tanto con contraventana como sin ella, mediante el cálculo del desfase y la amplitud de la onda térmica, analizando igualmente el efecto que tiene la posición de la contraventana dentro del hueco de ventana, la resistencia térmica y la inercia de la contraventana.

El estudio se realiza sobre un cerramiento de doble hoja de ladrillo cerámico, con aislamiento y cámara de aire intermedias. Esta composición, así como el tipo de encuentro con el hueco de fachada, son habituales en edificios de construcción tradicional, por lo que los resultados obtenidos en este capítulo pueden aplicarse a una gran cantidad de edificios existentes.

En relación con el puente térmico de dintel con caja de persiana, es preciso reseñar que no es habitual la disposición de una contraventana en huecos de ventana en los que ya existe una persiana enrollable, dado que la función de ambos elementos es la misma, la de dotar de un sistema de oscurecimiento al recinto en el que se ubican. No obstante, se considera que la colocación de una contraventana en un hueco en el que ya existe una persiana enrollable con su correspondiente caja de persiana podría ser una posibilidad interesante en obras de rehabilitación en las que se pretenda colocar una contraventana con las menores obras posibles, esto es, sin desmontar la caja. En estos casos, si no hay impedimentos de otro tipo, mantener la caja de persiana en su posición supone evitar la generación de residuos de construcción, simplificar las obras y abaratar el coste de las mismas.

El estudio del comportamiento térmico de una solución constructiva de fachada y ventana en conjunto con la contraventana, así como el análisis de la influencia que esta ejerce en los puentes térmicos de la ventana es un paso más en el acercamiento, mediante simulación, a las condiciones reales de uso en un edificio. Así, la contraventana, con su carácter de elemento de oscurecimiento y protección de vistas, es un elemento constructivo que se cierra, en condiciones de uso normales, como mínimo durante los periodos nocturnos. Estos periodos, en función de la latitud y de la estación del año pueden llegar a ser considerables e incluso mayores a los periodos diurnos, y eso sin considerar otros factores relacionados con el uso del edificio, comportamiento de los usuarios, etc., que pueden aumentar aún más el tiempo que estas se encuentran accionadas y, por tanto, ejerciendo su influencia térmica, cuya cuantificación es el objetivo de este capítulo.

3.3.- Metodología

La metodología empleada para el cálculo de los puentes térmicos en el presente estudio es la establecida en la norma UNE-EN ISO 10211, en la que se establecen las especificaciones que debe cumplir un modelo geométrico de puente térmico bidimensional para el cálculo numérico de las transmitancias térmicas lineales y factores de temperatura superficial. Cada solución constructiva concreta de puente térmico debe ser analizada mediante métodos numéricos, por lo que la aplicación de esta norma ofrece una precisión mayor al procedimiento simplificado de la UNE EN ISO 6946 (AENOR 2012a) o a la utilización del catálogo de puentes térmicos definido en la norma UNE-EN ISO 14683 (AENOR 2011b). El error que puede arrojar este método se debe a aspectos intrínsecos del propio método numérico en relación a la densidad y calidad del mallado, a las simplificaciones geométricas que puedan realizarse para simular el modelo y a la incertidumbre o desviación en los valores térmicos de los materiales, estando estos dos últimos aspectos, no obstante, también presentes en otros métodos menos precisos.

Las simulaciones se han realizado empleando el software Ansys Fluent, que es la herramienta informática de cálculo mediante volúmenes finitos utilizada también en el CAPÍTULO 2.

3.3.1.- Geometría, materiales y mallado

Para cada tipo de puente térmico de ventana – jamba (**Fig. 3.3**), alfeizar (**Fig. 3.4**) y dintel con caja de persiana (**Fig. 3.5**) –, se realizan tres modelos geométricos diferentes:

- a) sin contraventana
- b) con una contraventana alineada con la cara exterior del cerramiento
- c) con una contraventana colocada en la zona central de la jamba.

Dado que se trata de un modelo geométrico bidimensional, el plano de corte que delimita la longitud del modelo por la zona del cerramiento opaco se ha considerado según lo estipulado en el punto 5.2.2 de la norma UNE EN ISO 10211, esto es, a una distancia de 1 metro desde el elemento central, según la definición de la propia norma.

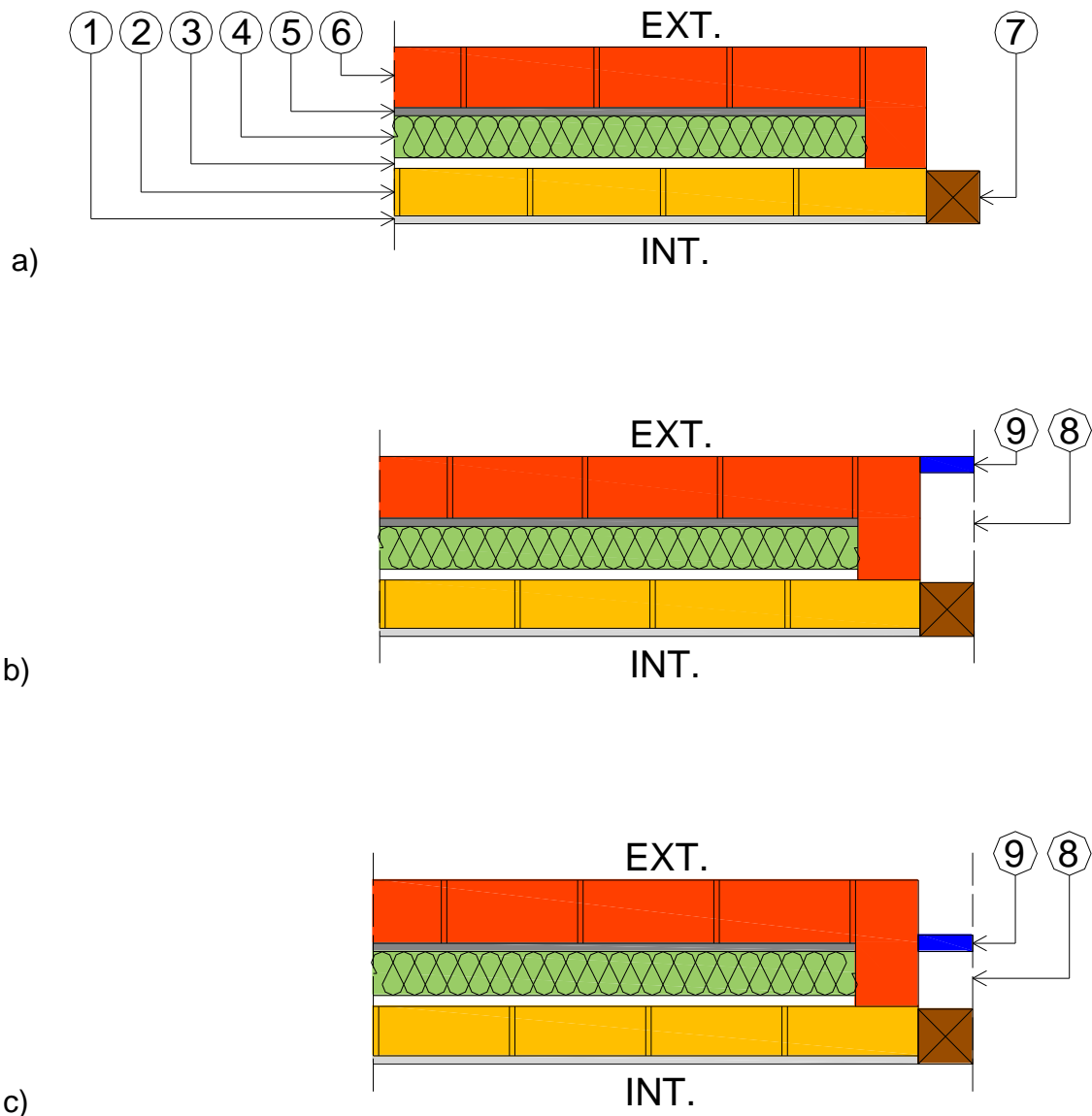


Fig. 3.3: Modelo geométrico de la jamba
a) sin contraventana
b) con contraventana exterior
c) con contraventana intermedia

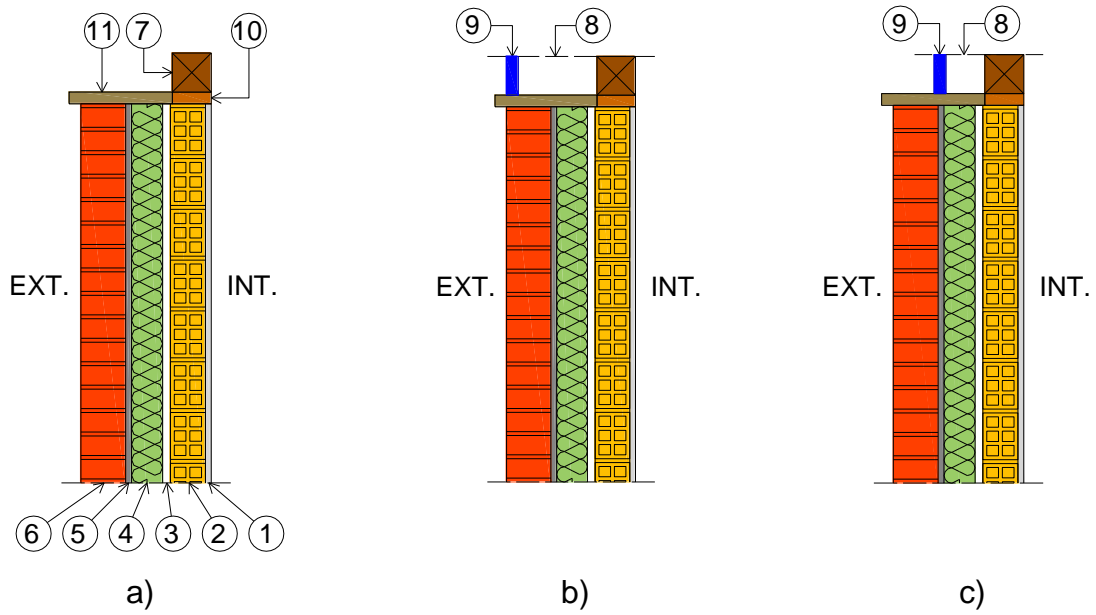


Fig. 3.4: Modelo geométrico del alféizar
a) sin contraventana
b) con contraventana exterior
c) con contraventana intermedia

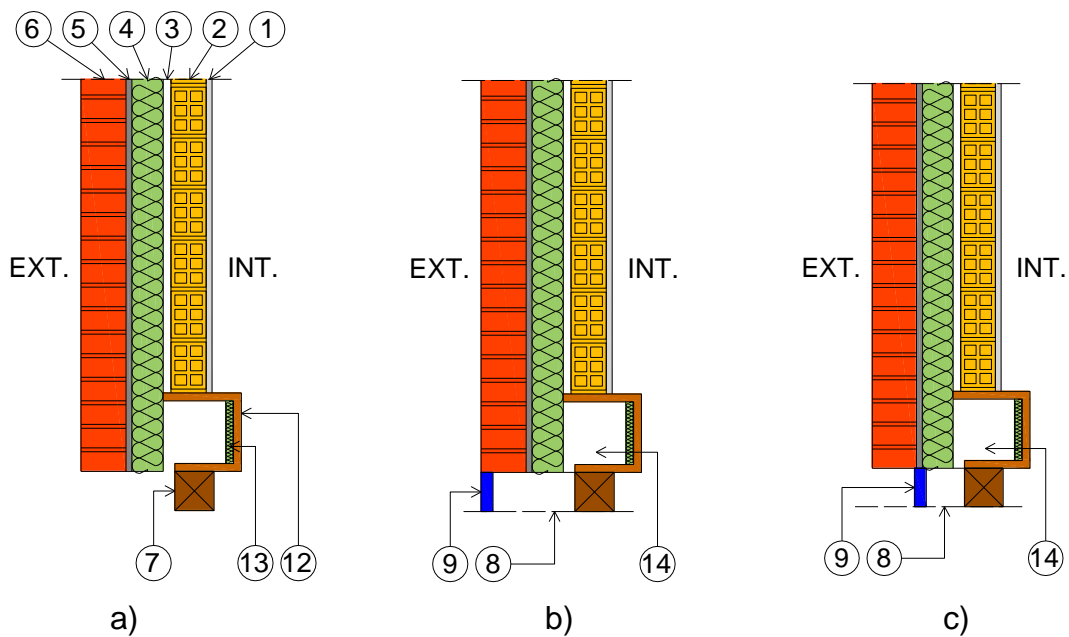


Fig. 3.5: Modelo geométrico del dintel con caja de persiana
a) sin contraventana
b) con contraventana exterior
c) con contraventana intermedia

En cuanto a las características térmicas de los materiales (**Tabla 3.1**), estas han sido determinadas, según la norma UNE EN ISO 10456 (AENOR 2012d), adoptándose los valores térmicos de diseño de diferentes productos comerciales existentes actualmente en el mercado, siendo los valores térmicos de diseño (conductividad térmica y resistencia térmica) aquellos que, bajo condiciones específicas interiores y exteriores, se pueden considerar como típicos de las prestaciones de ese producto cuando se incorpora en un componente del edificio.

		d (mm)	λ (W/m·K)	R_t (m ² ·K/W)	ρ (kg/m ³)	c (J/kg·K)
1	Guarnecido y enlucido de yeso	15	0,300	0,050	900	1000
2	Tabique de ladrillo hueco doble	90	0,563	0,160	930	1000
3	Cámara de aire	20	0,118	0,170	1.225	1006
4	Poliestireno extruido (XPS)	80	0,034	2,353	35	1450
5	Raseo hidrófugo	15	1,000	0,015	1700	1000
6	1/2 asta de ladrillo caravista	115	0,548	0,210	1020	1000
7	Marco carpintería madera	100	0,180	0,556	650	1600
8	Cámara de aire	100	0,549	0,182	1,225	1006
		205	1,079	0,190	1,225	1006
9	Contraventana	*	*	*	*	*
10	Premarco madera	100	0,180	0,556	650	1600
11	Alfeizar hormigón prefabricado	30	1,900	0,016	2400	1000
12	Caja de persiana de madera	20	0,180	0,111	650	1600
13	Poliestireno extruido (XPS)	20	0,034	0,588	35	1450
14	Cámara de aire	160	0,857	0,187	1,225	1006
Sup.	1/h _i	-	-	0,130	-	-
Sup.	1/h _e	-	-	0,040	-	-

* (ver Tabla 3.2)

Tabla 3.1: Características térmicas de los materiales

Para este estudio, se han simulado diferentes tipos de contraventana, tanto en lo que se refiere a su resistencia térmica como a su inercia. En régimen estacionario se ha tenido en cuenta el primer parámetro, mientras que en régimen dinámico ambos parámetros han sido analizados. Las características térmicas de las contraventanas analizadas figuran en la **Tabla 3.2**.

Código	Denominación	Inercia	d (mm)	λ (W/m·K)	R_t (m ² ·K/W)	ρ (kg/m ³)	c (J/kg·K)
9.1A	CV 0.05 IA	ALTA	30	0.60	0.05	943	3220
9.1B	CV 0.05 IB	BAJA	30	0.60	0.05	247	880
9.2A	CV 0.1 IA	ALTA	30	0.30	0.1	943	3220
9.2B	CV 0.1 IB	BAJA	30	0.30	0.1	247	880
9.3A	CV 0.2 IA	ALTA	30	0.15	0.2	943	3220
9.3B	CV 0.2 IB	BAJA	30	0.15	0.2	247	880
9.4A	CV 0.3 IA	ALTA	30	0.10	0.3	943	3220
9.4B	CV 0.3 IB	BAJA	30	0.10	0.3	247	880
9.5A	CV 0.5 IA	ALTA	30	0.06	0.5	943	3220
9.5B	CV 0.5 IB	BAJA	30	0.06	0.5	247	880
9.6A	CV 1.0 IA	ALTA	30	0.03	1	943	3220
9.6B	CV 1.0 IB	BAJA	30	0.03	1	247	880

Tabla 3.2: Características térmicas de las contraventanas

Dada la importancia que tiene el movimiento del aire dentro de la cámara, en el estudio se ha tenido en cuenta la transferencia de calor debida a la convección natural y a la radiación en dicha cámara, si bien de un modo indirecto. Para ello, se ha considerado el aire contenido en la cámara como un material sólido con una resistencia térmica equivalente. Esta resistencia térmica, no obstante, no se ha obtenido mediante la utilización de valores aproximados según los métodos analíticos de las normas UNE EN ISO 6946 o UNE EN ISO 10077-1, sino que se han empleado los valores obtenidos mediante cálculo numérico en el CAPÍTULO 2 de la presente tesis, en el que sí se ha tenido en cuenta el

movimiento del aire por convección natural, así como la transferencia de calor por radiación a través de las paredes que limitan la cámara de aire.

Conocido el valor de la resistencia térmica de la cámara de aire, se considera un material homogéneo con una conductividad térmica equivalente λ_g , que se obtiene por medio de la ecuación **(3.1)**:

$$\lambda_g = \frac{d_g}{R_g} \quad (3.1)$$

donde:

d_g espesor de la cámara de aire (m);

R_g resistencia térmica en la dirección principal del flujo de calor ($m^2 \cdot K/W$).

Las resistencias superficiales se establecen de acuerdo con la Norma ISO 6946, siendo $R_{si} = 0,13 m^2 \cdot K/W$ y $R_{se} = 0,04 m^2 \cdot K/W$. Estos valores son también los indicados por la norma ISO 13788, por lo que pueden emplearse para el cálculo de temperaturas superficiales interiores, a efectos de evaluar el riesgo de condensación.

La distribución de temperatura de la solución constructiva y el flujo de calor que la atraviesa se calcula tomando como punto de partida las condiciones de temperatura de contorno y los detalles constructivos del modelo. Cada material de que consta el modelo se divide en un número determinado de celdas con una conductividad térmica homogénea a partir de un mallado geométrico. La simplicidad de la geometría permite adoptar una malla de alta calidad con elementos rectangulares regulares de 0,005 m de lado. El número de elementos de la malla varía en cada modelo, dependiendo del tipo de puente térmico y del espesor de la cámara de aire, oscilando entre 13356 y 15390, con un aspect ratio medio de 1,003 y element quality medio de 0,997 (ver valores detallados en ANEXO B).

3.3.2.- Formulación y método de cálculo

La resolución del modelo se realiza, según las condiciones de contorno y las características geométricas y materiales de los diferentes elementos constructivos que componen el puente térmico y aplicando las leyes de conservación de la energía y de Fourier, obteniéndose un sistema de ecuaciones en función de las temperaturas de los nudos. La solución, obtenida a partir del método iterativo empleado por el programa informático, aporta la temperatura de cada nudo, así como el flujo de calor a partir de la distribución de temperatura. La formulación que emplea el software para el cálculo de la ecuación de energía se detalla en el ANEXO A

3.3.3.- Parámetros a analizar

Los parámetros que se analizan para cada uno de los puentes térmicos (jamba, alféizar y dintel con caja de persiana) son:

- 1) Resistencia térmica de la contraventana (R_{sh}): Se analizan los valores siguientes: 0,05 / 0,10 / 0,20 / 0,30 / 0,50 / 1,00 $m^2 \cdot K/W$. Se ha escogido este amplio rango de valores con el objeto de abarcar todas las posibilidades de modelos de contraventanas.
- 2) Inercia de la contraventana: En el estudio de régimen dinámico, se estudian contraventanas con inercia térmica alta y baja. Los valores utilizados de densidad y calor específico, tanto para inercia alta como baja (**Tabla 3.2**), se han calculado a partir de una posible solución constructiva de contraventana compuesta por diferentes capas. El detalle de su composición se recoge en el ANEXO B.
- 3) Posición de la contraventana: Se analiza la posición de la contraventana alineada con la cara exterior de la fachada así como centrada en la

mocheta de la ventana, a una distancia intermedia entre las caras exteriores de ventana y fachada.

Para poder analizar el efecto de la contraventana en el puente térmico, se ha analizado, siguiendo la misma metodología, la solución de puente térmico sin contraventana.

Las simulaciones se han efectuado teniendo en cuenta un salto térmico entre el interior y el exterior de 20°C ($T_i = 20$ °C; $T_e = 0$ °C), considerándose que el factor de acoplamiento L_{2D} es independiente de la diferencia de temperaturas con el que se obtiene (Ministerio de Fomento 2014).

El plano de corte efectuado en el cerramiento se considera adiabático, así como el plano paralelo ubicado en el extremo opuesto, esto es, en el borde del marco de ventana. Estos extremos, por tanto, no se tienen en cuenta a efectos de flujo de calor.

3.4.- Resultados y análisis

3.4.1.- Régimen estacionario

Para cada simulación realizada, se obtiene el valor de flujo de calor por metro lineal Φ_L , en W/m, que atraviesa la solución constructiva. Asimismo, también se obtiene la temperatura superficial interior mínima ($T_{si,min}$) del cerramiento, en °C.

A partir de estos valores, se calcula la transmitancia térmica lineal del puente térmico ψ , que para uno de tipo lineal que separa dos ambientes se realiza mediante la ecuación **(3.2)**:

$$\psi = L_{2D} - \sum_{j=1}^{N_j} U_j \cdot l_j \quad (3.2)$$

siendo:

U_j transmitancia térmica del componente unidimensional j que separa los dos ambientes considerados ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);

l_j longitud del modelo geométrico bidimensional sobre el que se aplica cada valor de U_j (m);

N_j número de componentes unidimensionales.

L_{2D} Coeficiente de acoplamiento térmico ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$), según la ecuación (3.3):

$$L_{2D} = \frac{\Phi_L}{(T_i - T_e)} \quad (3.3)$$

donde:

Φ_L Flujo de calor por metro lineal (W/m)

T_i Temperatura del ambiente interior ($^{\circ}\text{C}$)

T_e Temperatura del ambiente exterior ($^{\circ}\text{C}$)

Para determinar el valor mínimo del factor de temperatura superficial interior $f_{R_{si}}$ se aplica la ecuación (3.4):

$$f_{R_{si}} = \frac{T_{si,min} - T_e}{T_i - T_e} \quad (3.4)$$

Con la aplicación de las ecuaciones (3.3) y (3.4), se obtienen los valores de ψ y $f_{R_{si}}$ para los puentes térmicos de jamba (Tabla 3.3), alféizar (Tabla 3.4) y dintel con caja de persiana (Tabla 3.5):

		R_{sh} (m ² ·KW)	Φ_L (W/m)	L_{2D} (W/m·K)	ψ (W/m·K)	T_{min} (°C)	f_{Rsi} (-)
jamba	sin contraventana	-	14.930	0.75	0.289	15.23	0.762
	contraventana intermedia	0.05	12.221	0.61	0.153	16.58	0.829
		0.10	11.978	0.60	0.141	16.70	0.835
		0.20	11.661	0.58	0.125	16.85	0.843
		0.30	11.460	0.57	0.115	16.94	0.847
		0.50	11.217	0.56	0.103	17.06	0.853
		1.00	10.946	0.55	0.089	17.19	0.860
	contraventana exterior	0.05	11.816	0.59	0.133	16.75	0.838
		0.10	11.643	0.58	0.124	16.84	0.842
		0.20	11.434	0.57	0.114	16.94	0.847
		0.30	11.311	0.57	0.108	16.99	0.850
		0.50	11.173	0.56	0.101	17.06	0.853
		1.00	11.031	0.55	0.094	17.13	0.857

Tabla 3.3: Resultados obtenidos de la jamba en régimen estacionario

		R_{sh} (m ² ·KW)	Φ_L (W/m)	L_{2D} (W/m·K)	ψ (W/m·K)	T_{min} (°C)	f_{Rsi} (-)
alféizar	sin contraventana	-	12.822	0.64	0.183	16.38	0.819
	contraventana intermedia	0.05	10.933	0.55	0.089	17.23	0.862
		0.10	10.779	0.54	0.081	17.30	0.865
		0.20	10.584	0.53	0.071	17.38	0.869
		0.30	10.462	0.52	0.065	17.44	0.872
		0.50	10.317	0.52	0.058	17.50	0.875
		1.00	10.159	0.51	0.050	17.57	0.879
	contraventana exterior	0.05	10.690	0.53	0.077	17.35	0.868
		0.10	10.594	0.53	0.072	17.39	0.869
		0.20	10.484	0.52	0.066	17.44	0.872
		0.30	10.422	0.52	0.063	17.47	0.874
		0.50	10.354	0.52	0.060	17.50	0.875
		1.00	10.287	0.51	0.056	17.53	0.876

Tabla 3.4: Resultados obtenidos del alféizar en régimen estacionario

		R_{sh} ($m^2 \cdot K/W$)	Φ_L (W/m)	L_{2D} ($W/m \cdot K$)	ψ ($W/m \cdot K$)	T_{min} ($^{\circ}C$)	$f_{R_{si}}$ (-)
Dintel con caja de persiana	sin contraventana	-	25.275	1.26	0.806	9.92	0.496
	contraventana intermedia	0.05	9.712	0.49	0.028	17.36	0.868
		0.10	9.451	0.47	0.015	17.50	0.875
		0.20	9.058	0.45	-0.005	17.72	0.886
		0.30	8.775	0.44	-0.019	17.87	0.894
		0.50	8.390	0.42	-0.039	18.09	0.904
		1.00	7.894	0.39	-0.063	18.36	0.918
	contraventana exterior	0.05	9.967	0.50	0.040	17.20	0.860
		0.10	9.839	0.49	0.034	17.27	0.863
		0.20	9.682	0.48	0.026	17.35	0.868
		0.30	9.590	0.48	0.021	17.40	0.870
		0.50	9.485	0.47	0.016	17.46	0.873
		1.00	9.376	0.47	0.011	17.52	0.876

Tabla 3.5: Resultados obtenidos del dintel en régimen estacionario

A continuación se analizarán estos resultados en función de los diferentes parámetros estudiados, para cada uno de los puentes térmicos.

3.4.1.1.- Jamba

3.4.1.1.1.- Transmitancia térmica lineal

La colocación de la contraventana reduce en todas las hipótesis la transmitancia térmica lineal del puente térmico de la jamba. La reducción oscila entre 0,136 y 0,200 $W/m \cdot K$, lo cual supone una reducción entre el 47 y el 69% con respecto a la solución sin contraventana.

Asimismo, se aprecia que el aumento de la resistencia térmica de la contraventana contribuye a reducir la transmitancia térmica lineal del puente térmico. El aumento de dicha resistencia térmica tiene mayor incidencia en el caso de la contraventana ubicada en posición intermedia de la jamba. Así, la utilización de una contraventana con $R_{sh}=1 m^2 \cdot K/W$ consigue una reducción de

ψ de 0,064 W/m·K con respecto a otra con $R_{sh}=0,05$ m²·K/W, lo que supone un 42% menos. En el caso de la contraventana en posición exterior, la reducción es de 0,039 W/m·K (-29%) (**Fig. 3.6**). Por lo tanto, cuanto más al exterior de la jamba esté la contraventana, menor incidencia tiene la modificación de su resistencia térmica en el puente térmico de la jamba.

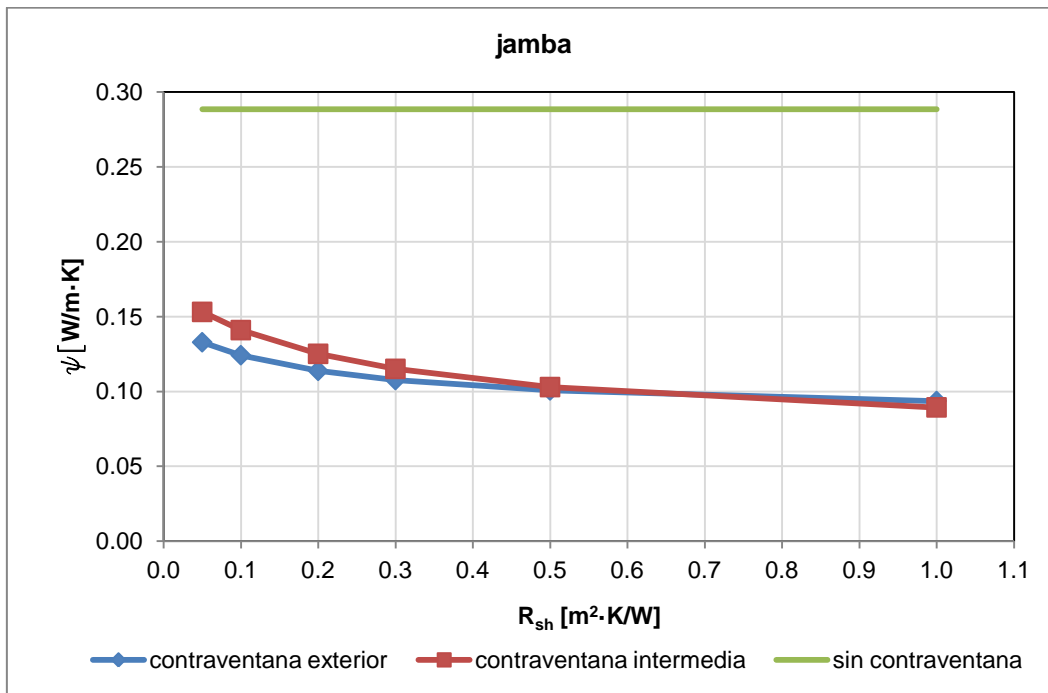


Fig. 3.6: Transmitancia térmica lineal de la jamba con y sin contraventana

La posición idónea de la contraventana en relación con el puente térmico está ligada con este hecho. Así, se verifica que la contraventana en posición exterior de la jamba consigue valores más bajos de ψ para R_{sh} entre 0,05 y 0,5 m²·K/W (hasta un 13% menores), mientras que para valores mayores de R_{sh} la contraventana en posición intermedia de la jamba es la que influye térmicamente de forma más positiva en el puente térmico (hasta un 5% menor). La razón de este comportamiento es que, cuando la contraventana tiene una resistencia térmica alta, la posición más favorable para disminuir el flujo térmico es aquella en la que está más alineada con la capa de aislamiento térmico, de forma que la capa aislante forma una barrera lo más continua posible, hecho que ocurre con la contraventana en posición intermedia. La contraventana

exterior, por el contrario, al estar desalineada, no aísla el puente térmico de modo tan eficaz, provocando así un flujo térmico ligeramente mayor.

Por el contrario, para valores bajos de R_{sh} , la resistencia térmica de la cámara de aire ancha ejerce mayor influencia en el puente térmico que la resistencia térmica de la propia contraventana, por lo que los valores obtenidos de ψ para la posición exterior de la contraventana son inferiores a la posición intermedia, dado que la resistencia térmica de la cámara de aire asociada es mayor para la posición exterior.

3.4.1.1.2.- Distribución de temperaturas

La comparación de las diferentes simulaciones en lo que a distribución de temperaturas se refiere permite apreciar en primer lugar que, si bien la norma ISO 10211 establece una longitud mínima de 1 metro desde el plano de contacto entre el muro y el marco de ventana, el flujo no es bidimensional en toda esa longitud de muro, sino que a partir de cierta distancia de la jamba el flujo es unidimensional, con las isoterma paralelas al plano de fachada. Este hecho implica que la zona más alejada, con flujo unidimensional, podría haber sido obviado en la simulación, ya que, si bien aumenta el valor del flujo total de calor en la simulación, su influencia en el valor de ψ es despreciable (Martin et al. 2011).

En el caso de la solución sin contraventana, el flujo bidimensional se extiende en una longitud de 70 cm. En el caso de contraventana en posición intermedia de la jamba, la longitud es de 63 cm mientras que para la contraventana en el exterior de la jamba es de 60 cm (**Fig. 3.7**) no habiendo diferencias significativas para los diferentes valores de R_{sh} .

Estos valores demuestran que la contraventana disminuye, en todos los casos, el área de influencia del puente térmico.

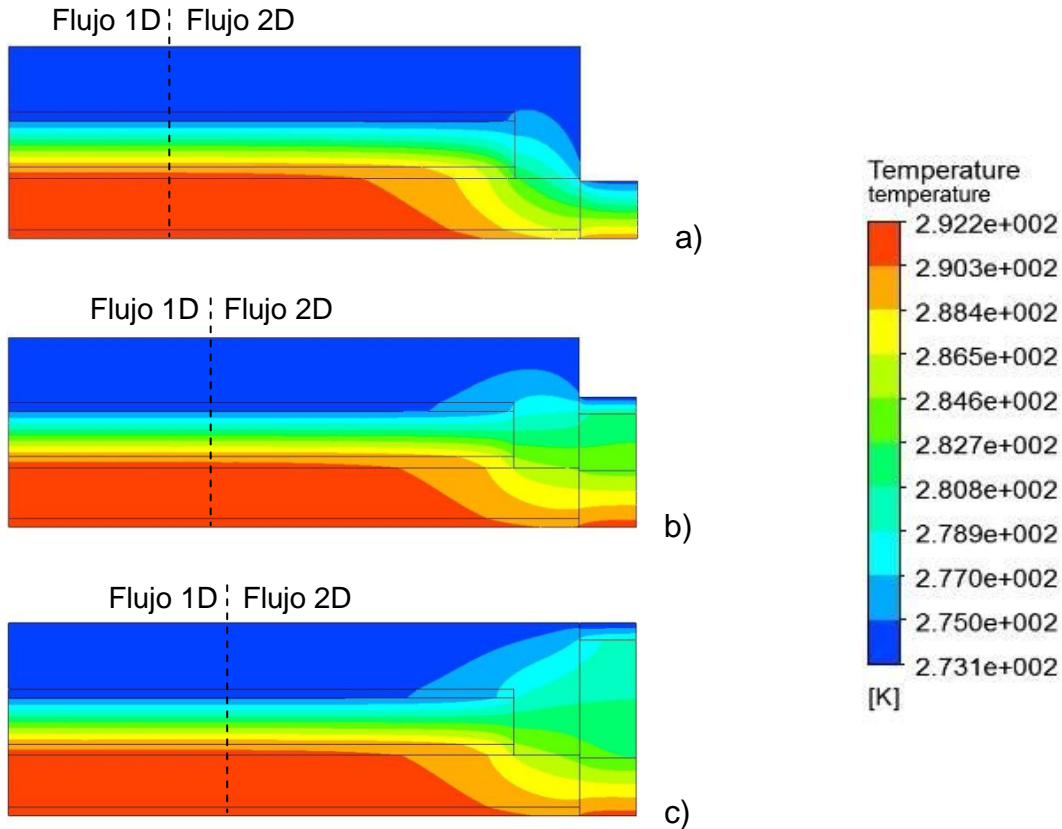


Fig. 3.7: Distribución tipo de temperaturas en la jamba
a) sin contraventana, b) con contraventana intermedia, c) con contraventana exterior

La diferencia más notable entre las diferentes configuraciones constructivas se encuentra en la temperatura de la superficie exterior del marco. La resistencia térmica proporcionada por la contraventana y la cámara de aire que ella genera provoca que la cara exterior del marco quede protegida del ambiente exterior.

Así, en el caso de la solución sin contraventana, dicha superficie se encuentra prácticamente a la temperatura exterior (0°C), mientras que las soluciones con contraventana consiguen que la temperatura en esa superficie sea mayor, oscilando entre 7 y 13°C , siendo esta temperatura mayor a medida que R_{sh} es mayor. La contraventana, por tanto, disminuye el gradiente de temperatura en el marco.

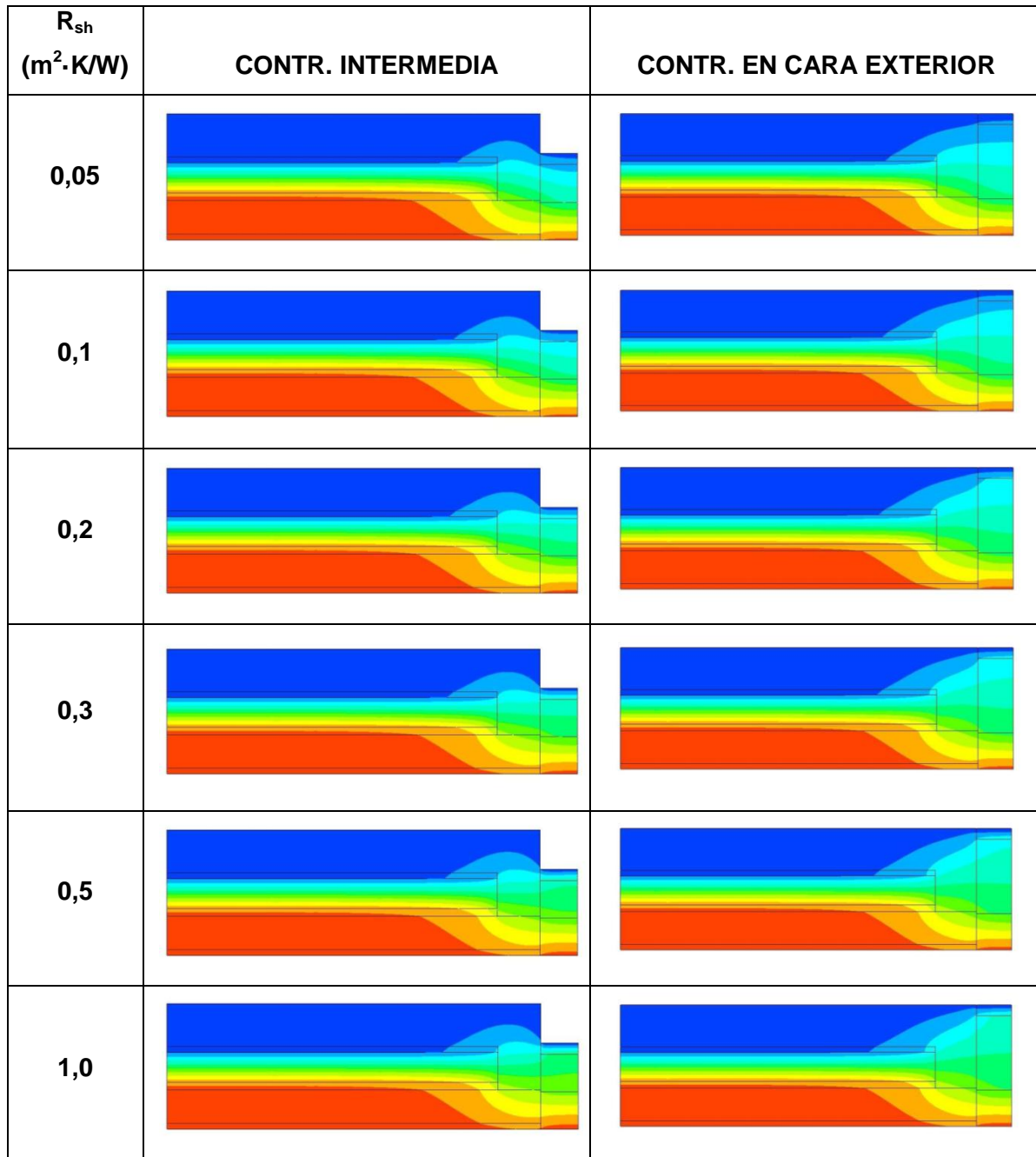


Fig. 3.8: Distribución de temperaturas en la jamba según posición y resistencia térmica de la contraventana

La solución con contraventana al exterior de la jamba aleja la temperatura exterior más que la solución con contraventana en la parte intermedia, además de conseguir que todo el lateral de la jamba se encuentre a temperatura mayor (**Fig. 3.8**). Esto tiene influencia en la temperatura superficial interior mínima, constatándose que, de modo similar a los resultados obtenidos con la transmitancia térmica lineal, la solución de contraventana al exterior de la

jamba consigue valores de $f_{R_{si}}$ mayores para R_{sh} entre 0,05 y 0,5 $m^2 \cdot K/W$, mientras que a partir de ese valor, la solución con contraventana en la parte intermedia obtiene los mejores valores (**Fig. 3.9**). En todos los casos, esta temperatura superficial mínima se registra en la zona del muro más cercana al marco.

Comparando el valor de $f_{R_{si}}$ para las distintas hipótesis, se aprecia que cualquier solución de contraventana aumenta el valor de $f_{R_{si}}$ con respecto a la solución sin contraventana. Así, mientras la no colocación de contraventana consigue un $f_{R_{si}}=0,762$, en las soluciones con contraventana este valor oscila entre 0,829 y 0,860, siendo por tanto el aumento entre 0,067 y 0,098.

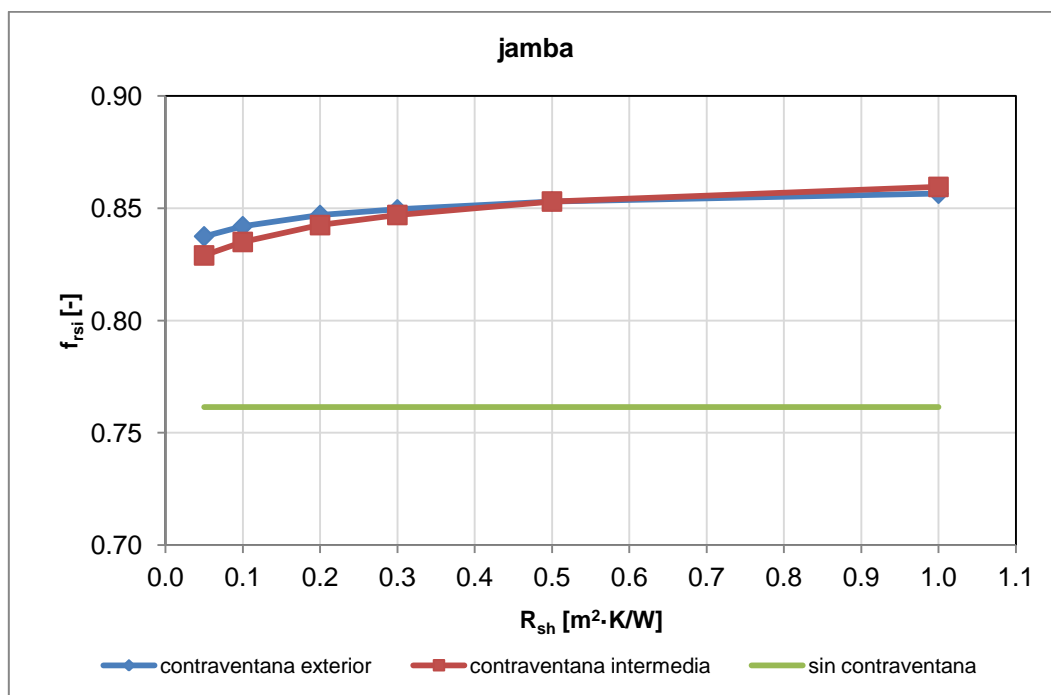


Fig. 3.9: Factor de temperatura superficial interior en la jamba

La contraventana, por tanto, aumenta la temperatura superficial interior y como consecuencia disminuye el riesgo de condensaciones y aparición de mohos.

Como aplicación práctica, supongamos que el ambiente interior se encuentra a 20°C mientras que el exterior se encuentra a 0°C. Según los datos obtenidos, la

temperatura superficial mínima sin contraventana sería de 15,2 °C, mientras que con contraventana oscilaría, según la solución, entre 16,5 y 17,1 °C. Aplicando propiedades psicrométricas con el software EES (F-Chart Software LLC 2016), se obtiene que la humedad relativa del aire interior a partir de la cual se produciría condensación en caso de no colocar contraventanas sería del 74%, mientras que con la solución de contraventanas sería del 80 al 83%. Esto significa que la disposición de contraventanas posibilitaría tener unas condiciones interiores de humedad relativa de hasta un 9% mayor para tener el mismo riesgo de condensación que la misma solución sin contraventana.

Dado que otro riesgo frecuente es la aparición de mohos, supongamos otra situación en la que el ambiente interior se encuentra a 20°C y humedad relativa 60%, mientras que el exterior se encuentra a 0°C. Al igual que en el ejemplo anterior, la temperatura superficial mínima sin contraventana es de 15,2 °C, mientras que con contraventana oscila entre 16,5 y 17,2 °C. La humedad absoluta del aire con estas condiciones interiores es de 8,6 g/Kg. Aplicando propiedades psicrométricas, esto supone que el aire, en la zona de contacto con la zona de temperatura superficial mínima, tendría una humedad relativa del 80% en el caso de no haber contraventana, mientras que en las soluciones con contraventana oscilaría entre el 70 y 74%. Dado que los mohos comienzan a aparecer a partir de una humedad relativa del 80%, se puede concluir que, en este caso, la colocación de una contraventana evitaría el riesgo de aparición de mohos.

3.4.1.2.- Alféizar

3.4.1.2.1.- Transmitancia térmica lineal

Cualitativamente, los resultados obtenidos para el puente térmico del alféizar son similares a los obtenidos para la jamba (**Fig. 3.10**). En este caso, la reducción de la transmitancia térmica lineal oscila entre 0,094 y 0,133 W/m·K.

Si bien son valores inferiores a los de la jamba, porcentualmente supone una reducción mayor (entre el 51 y 72%), dado que la solución base (sin contraventana) tiene un valor de ψ menor.

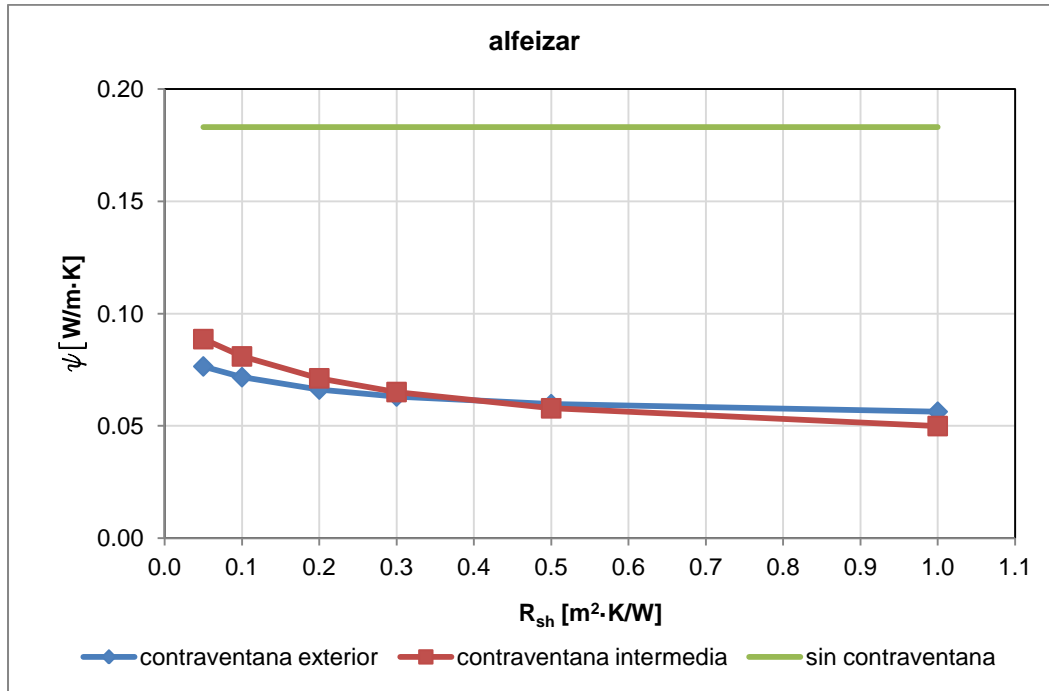


Fig. 3.10: Transmitancia térmica lineal del alféizar con y sin contraventana

También en este caso se aprecia que el aumento de la resistencia térmica de la contraventana contribuye a reducir la transmitancia térmica lineal del puente térmico. El aumento de dicha resistencia térmica tiene mayor incidencia en el caso de la contraventana ubicada en posición intermedia de la jamba. Así, la utilización de una contraventana con $R_{sh}=1 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ consigue una reducción de ψ de $0,039 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ con respecto a otra con $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, lo que supone un 44% menos. En el caso de la contraventana en posición exterior, la reducción es de $0,021 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (-27%). Por lo tanto, cuanto más al exterior esté la contraventana, menor incidencia tiene la modificación de su resistencia térmica en el puente térmico del alfeizar. Así, se verifica que la contraventana en la posición más exterior consigue valores más bajos de ψ (hasta un 13% menos) para R_{sh} entre $0,05$ y $0,4 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, mientras que para valores mayores de R_{sh} la contraventana en posición intermedia del alfeizar es la que influye térmicamente de forma más positiva en el puente térmico.

3.4.1.2.2.- Distribución de temperaturas

En el caso de puente térmico de alfeizar, los resultados de temperaturas superficiales interiores muestran que en la solución sin contraventana el flujo bidimensional se extiende en una longitud de aproximadamente 80 cm. En el caso de contraventana en posición externa del alfeizar, la longitud es de aproximadamente 60 cm mientras que para la contraventana en la zona media del alfeizar es de aproximadamente 52 cm (**Fig. 3.11**), no habiendo diferencias importantes para los diferentes valores de R_{sh} .

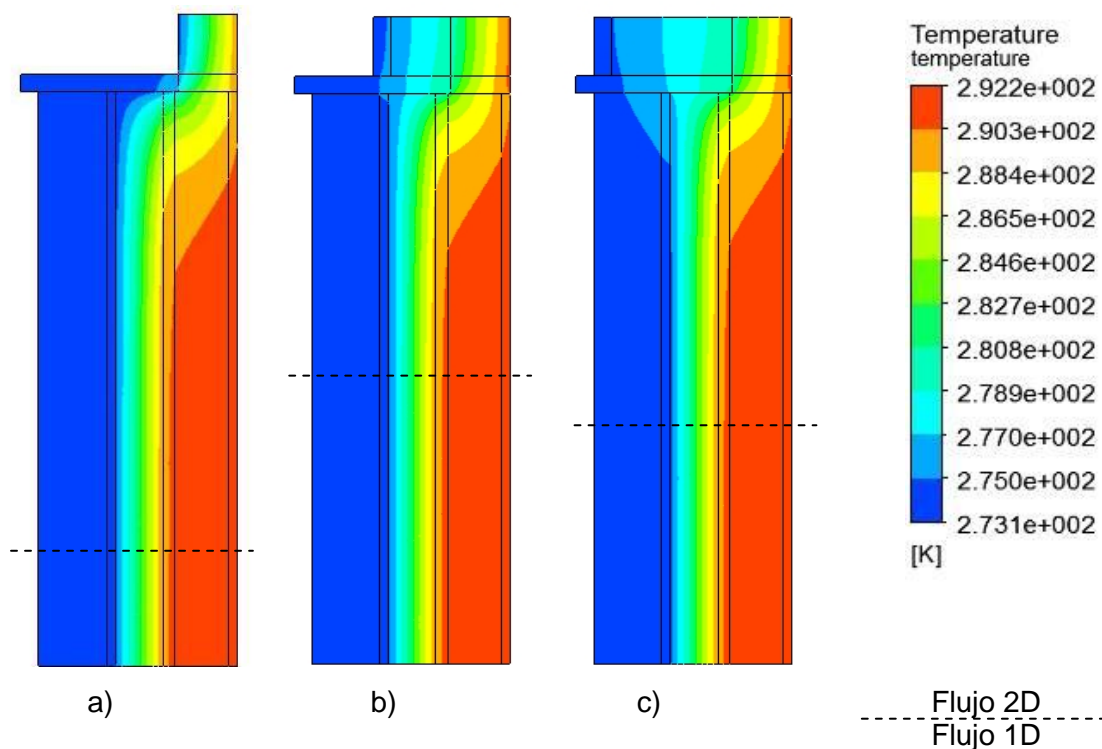


Fig. 3.11: Distribución tipo de temperaturas en el alféizar.

a) sin contraventana, b) con contraventana intermedia, c) con contraventana exterior

Al igual que ocurría con la jamba, por tanto, la contraventana provoca que el área de influencia del puente térmico disminuya, en este caso de manera más acusada. Para descubrir la razón por la cual en el alféizar la disminución es mayor se debe estudiar primero cuál es la zona menos aislada de cada solución constructiva. En el alféizar, la colocación de la contraventana hace que quede desprotegida únicamente la zona equivalente al grosor de la pieza del alféizar (**Fig. 3.12**).

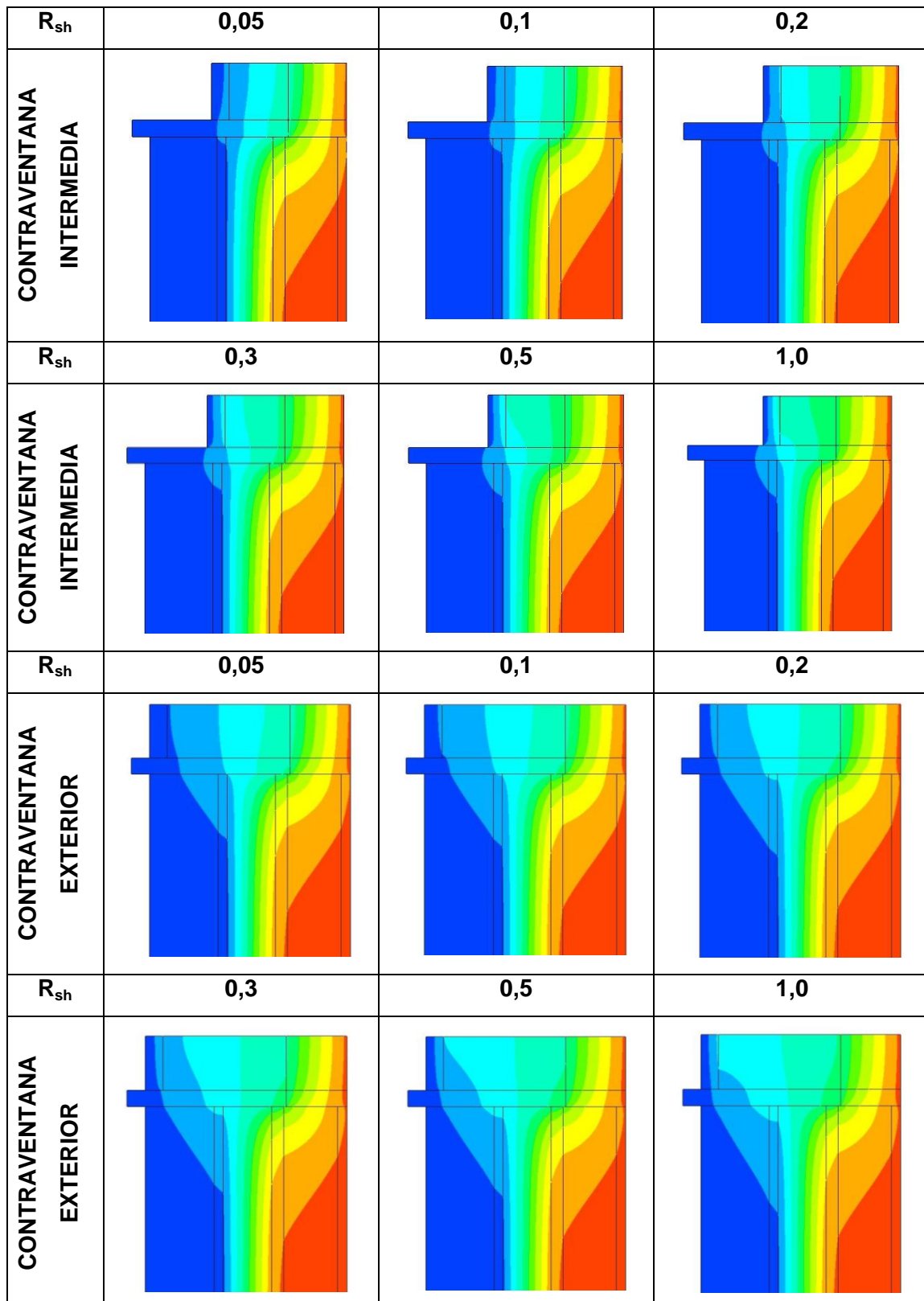


Fig. 3.12: Distribución de temperaturas en el alféizar según R_{sh}

En la jamba, sin embargo, aún con la contraventana, sigue quedando desprotegido el extremo del muro en el que la hoja exterior dobla para formar el hueco de fachada. Por lo tanto, como la contraventana aísla más eficientemente el puente térmico de alféizar que el de jamba, el área de influencia del puente térmico también disminuye en mayor proporción.

En lo que a temperatura superficial interior mínima se refiere, se constata que, de modo similar a los resultados obtenidos con la transmitancia térmica lineal y en consonancia con los resultados de la jamba, la solución de contraventana al exterior de la jamba consigue valores de $f_{R_{si}}$ mayores para R_{sh} entre 0,05 y 0,5 $m^2 \cdot K/W$, mientras que a partir de ese valor, la solución con contraventana en la parte intermedia obtiene los mejores valores (**Fig. 3.13**).

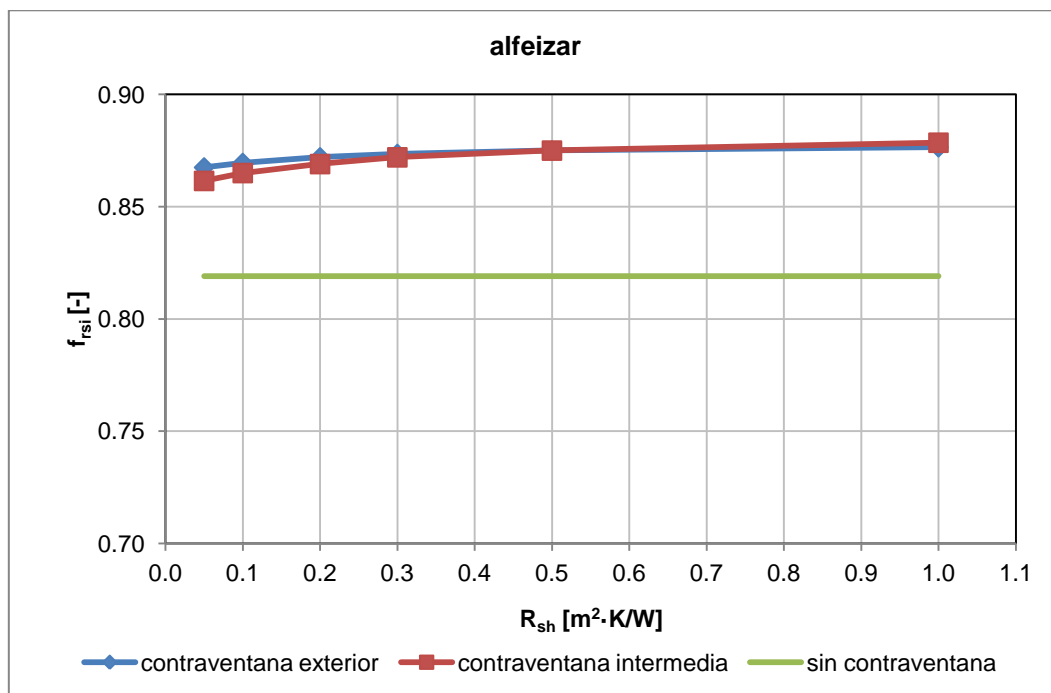


Fig. 3.13: Factor de temperatura superficial interior en el alféizar

En todos los casos con contraventana, esta temperatura superficial mínima se registra en la zona del muro más cercana al premarco, mientras que en la solución sin contraventana se registra en el propio marco. La razón de este hecho estriba en que la zona del alféizar está más aislada que el propio marco,

dado que en ella se ubica un premarco con las mismas características térmicas que el marco, además de la pieza del alfeizar, que si bien no es un elemento aislante, contribuye en cierta medida a reducir el flujo térmico con respecto a la zona del marco. En el caso de la jamba, tanto con la contraventana como sin ella, la zona menos aislada es la zona del muro homogéneo colindante con el marco, por lo que en todos los casos el punto más frío se localiza en esa zona.

Comparando el valor de $f_{R_{si}}$ para las distintas hipótesis, se aprecia que cualquier solución de contraventana aumenta el valor de $f_{R_{si}}$ con respecto a la solución sin contraventana. Así, mientras la no colocación de contraventana consigue un $f_{R_{si}} = 0,819$, en las soluciones con contraventana este valor oscila entre 0,862 y 0,879, siendo por tanto el aumento entre 0,043 y 0,060. También en este puente térmico, por tanto, la contraventana aumenta la temperatura superficial interior y como consecuencia disminuye el riesgo de condensaciones y aparición de mohos.

Continuando con la aplicación práctica, con el ambiente interior a 20°C y el exterior a 0°C, la temperatura superficial mínima sin contraventana sería de 16,4 °C, mientras que con contraventana oscilaría, según la solución, entre 17,2 y 17,6 °C, por lo que la humedad relativa del aire interior a partir de la cual se produciría condensación en caso de no colocar contraventanas sería del 80%, mientras que con la solución de contraventanas sería del 84 al 86%. En este caso, la disposición de contraventanas posibilitaría tener unas condiciones interiores de humedad relativa entre un 4 y 6% mayor para tener el mismo riesgo de condensación que la misma solución sin contraventana.

En cuanto al riesgo de aparición de mohos, supongamos otra situación en la que el ambiente interior se encuentra a 20°C y humedad relativa 65%, mientras que el exterior se encuentra a 0°C. La humedad absoluta del aire con estas condiciones interiores es de 9,4 g/Kg. Aplicando propiedades psicrométricas, esto supone que el aire, en la zona de contacto con la zona de temperatura superficial mínima, tendría una humedad relativa del 80% en el caso de no

haber contraventana, mientras que en las soluciones con contraventana oscilaría entre el 74 y 76%. Por tanto, también en este caso la colocación de la contraventana evitaría el riesgo de aparición de mohos.

3.4.1.3.- Dintel con caja de persiana

3.4.1.3.1.- Transmitancia térmica lineal

Al igual que en los casos anteriores, se constata que la colocación de una contraventana reduce en todas las hipótesis la transmitancia térmica lineal del puente térmico del dintel con caja de persiana (**Fig. 3.14**). En este caso, la reducción es considerablemente mayor, tanto en valores absolutos (entre 0,766 y 0,869 W/m·K) como en valores relativos, oscilando entre el 95 y el 105%. La reducción porcentual superior al 100% registrada en algunas hipótesis de contraventana intermedia significa que la disposición de la contraventana anula completamente los efectos del puente térmico del dintel con caja de persiana e incluso se consigue un ligero aumento adicional de aislamiento proporcionado por los elementos constitutivos de la caja de persiana.

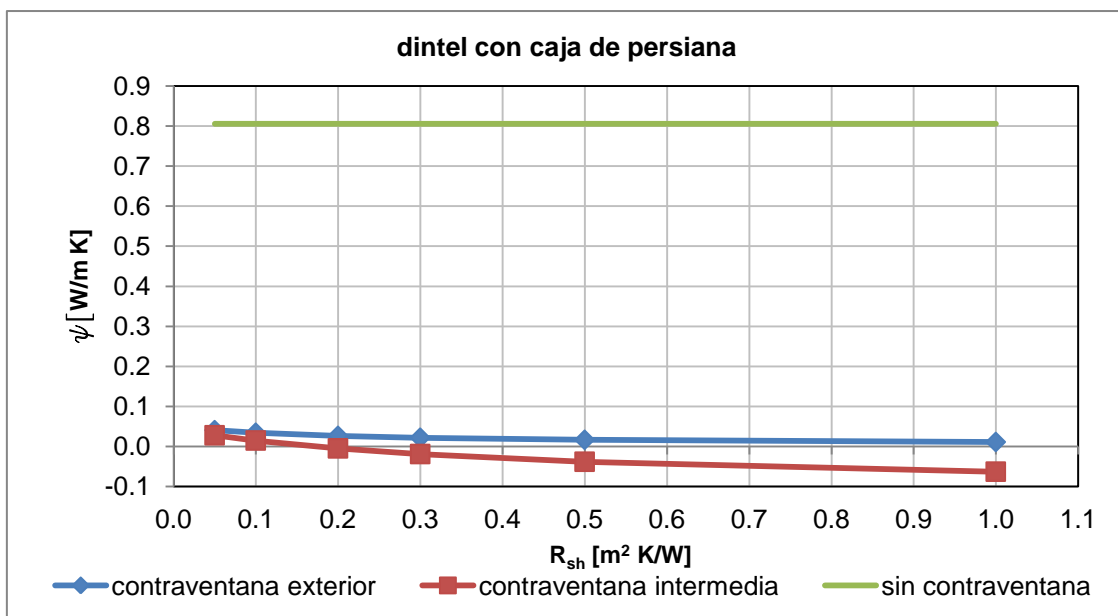


Fig. 3.14: Transmitancia térmica lineal del dintel con y sin contraventana

El aumento de la resistencia térmica de la contraventana tiene mayor incidencia en el caso de la contraventana ubicada en posición intermedia de la jamba. Así, la utilización de una contraventana con $R_{sh}=1 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ consigue una reducción de ψ de $0,091 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ con respecto a otra con $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$. En el caso de la contraventana en posición exterior, la reducción es de $0,029 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Por lo tanto, cuanto más al exterior esté la contraventana, menor incidencia tiene la modificación de su resistencia térmica en el puente térmico del alfeizar. En este caso, la posición de la contraventana en posición intermedia siempre proporciona valores más bajos de ψ .

3.4.1.3.2.- Distribución de temperaturas

En la solución sin contraventana, el flujo bidimensional se extiende en una longitud de aproximadamente 80 cm. En el caso de disposición de contraventanas, la longitud oscila entre 60 y 65 cm en función del valor de R_{sh} y de la posición de la contraventana (**Fig. 3.15**). En este caso también la contraventana provoca que el área de influencia del puente térmico disminuya.

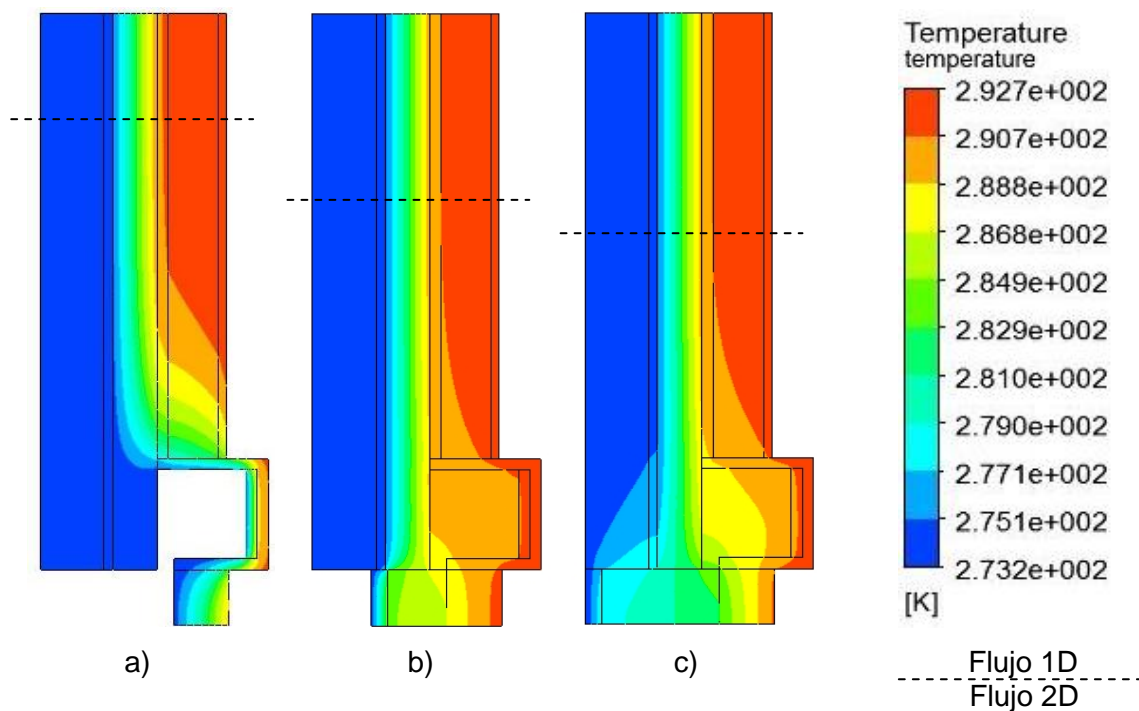


Fig. 3.15: Distribución tipo de temperaturas en el dintel.

a) sin contraventana, b) con contraventana intermedia, c) con contraventana exterior

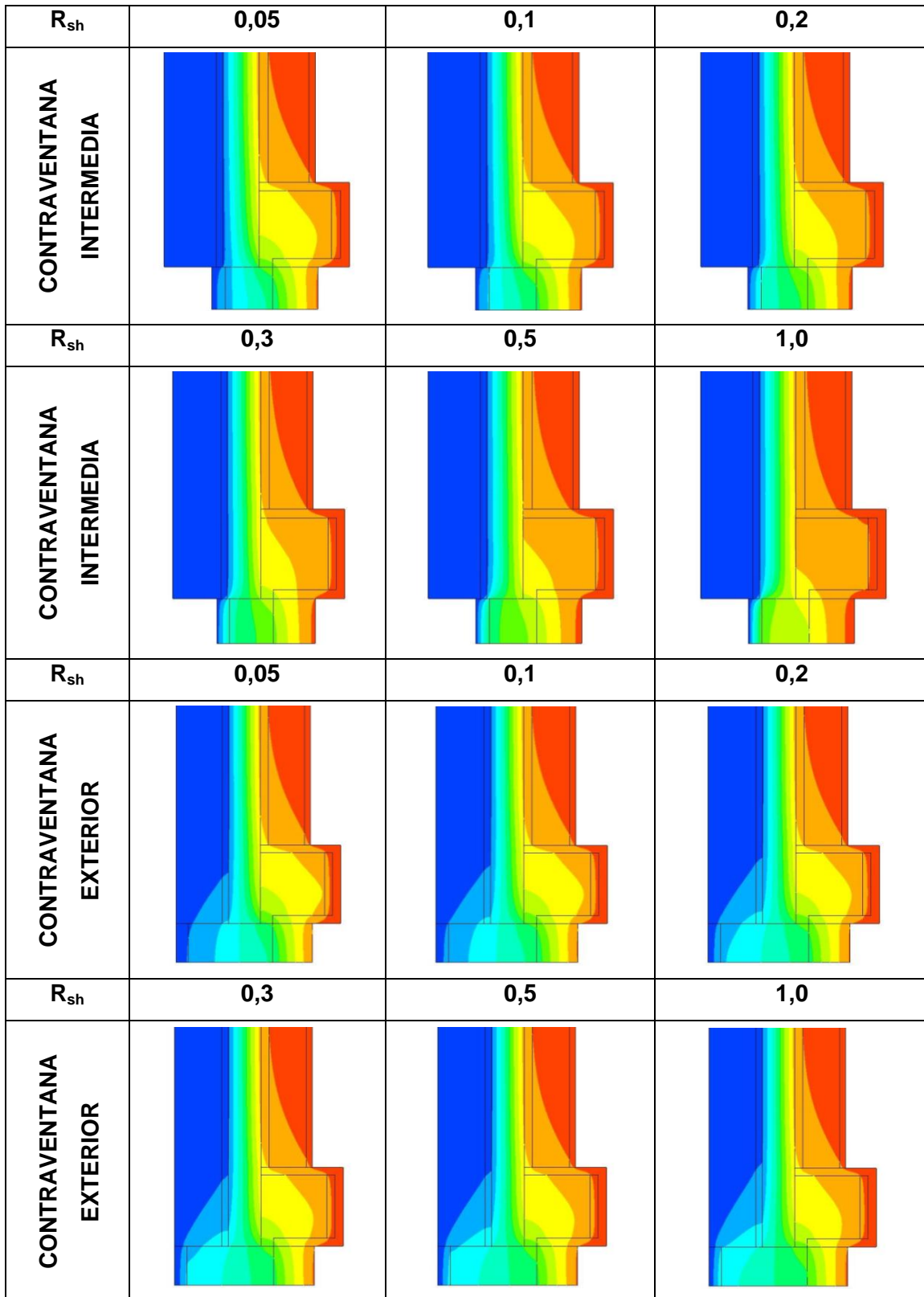


Fig. 3.16: Distribución de temperaturas en el dintel según R_{sh}

En todos los casos, tanto sin contraventana como con ella, la temperatura superficial mínima se registra en las zonas de la caja de persiana en contacto con el muro y el marco (**Fig. 3.16**). En lo que a temperatura superficial interior mínima se refiere, se constata que, de modo similar a los resultados obtenidos con la transmitancia térmica lineal, la solución de contraventana en la parte intermedia obtiene los mejores valores para todos los valores de R_{sh} (**Fig. 3.17**).

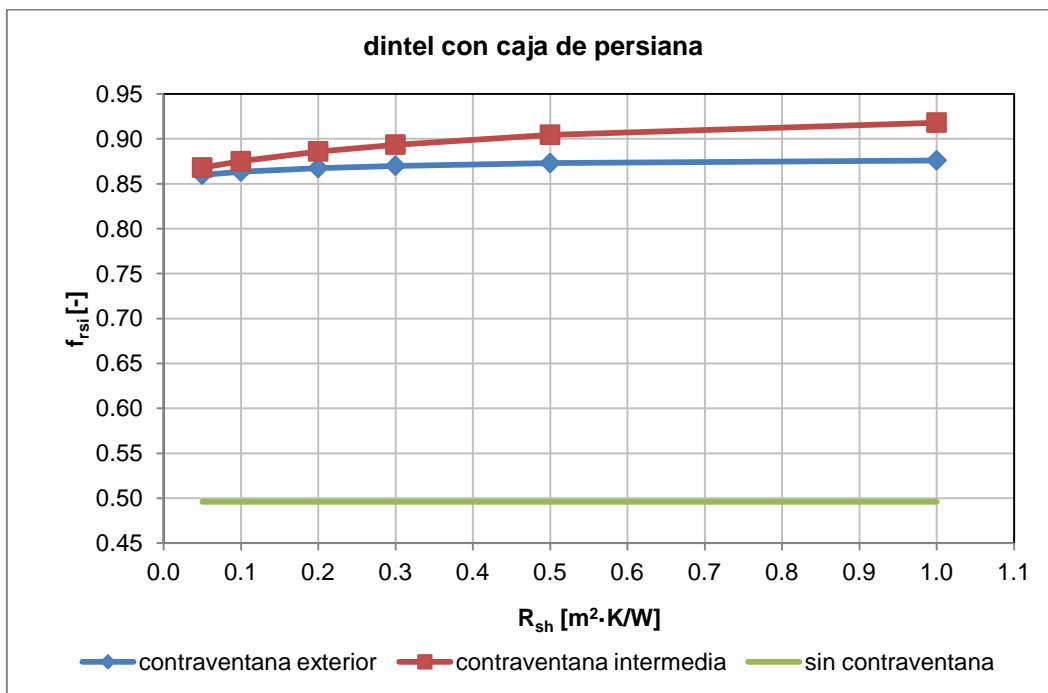


Fig. 3.17: Factor de temperatura superficial interior en el dintel

Comparando el valor de $f_{R_{si}}$ para las distintas hipótesis, se aprecia que cualquier solución de contraventana aumenta el valor de $f_{R_{si}}$ con respecto a la solución sin contraventana. Así, mientras la solución sin contraventana tiene un $f_{R_{si}}=0,496$, en las soluciones con contraventana este valor oscila entre 0,860 y 0,918, siendo por tanto el aumento entre 0,364 y 0,422.

Con las mismas condiciones que en los casos anteriores ($T_i=20^\circ C$; $T_e=0^\circ C$), la temperatura superficial mínima sin contraventana sería de $9,9^\circ C$, mientras que con contraventana oscilaría, según la solución, entre $17,2$ y $18,3^\circ C$. En estas

condiciones, la humedad relativa del aire interior a partir de la cual se produciría condensación en caso de no colocar contraventanas sería del 52%, mientras que con la solución de contraventanas sería del 84 al 90%. En este caso, la disposición de contraventanas posibilitaría tener unas condiciones interiores de humedad relativa entre un 32 y 38% mayor para tener el mismo riesgo de condensación que la misma solución sin contraventana.

En lo que a riesgo de aparición de mohos se refiere, supongamos el ambiente interior a 20°C y humedad relativa 41% (humedad absoluta del aire 6,0 g/Kg), mientras que el exterior se encuentra a 0°C. En estas condiciones el aire, en la zona de contacto con la zona de temperatura superficial mínima, tendría una humedad relativa del 80% en el caso de no haber contraventana, mientras que en las soluciones con contraventana oscilaría entre el 46 y 50%. Por lo tanto, también en este caso la colocación de una contraventana evitaría el riesgo de aparición de mohos. En esta situación, para evitar el riesgo de aparición de mohos, en el caso de no disponer de contraventana sería necesario que el ambiente interior estuviese a una humedad relativa inferior al 41%, mientras que en la solución con contraventana sería suficiente con que la humedad relativa fuera, en el peor de los casos, del 67%.

Teniendo en cuenta que una humedad relativa del 41% es ostensiblemente inferior a la que habitualmente y en condiciones normales se registra en el interior de un recinto ocupado, para conseguir este valor sería necesario implementar estrategias como aumentar el volumen de renovación del aire exterior o disponer de deshumidificadores, lo cual implica, en cualquiera de los casos, un aumento del consumo energético. Por lo tanto, la disposición de contraventanas supone un ahorro de energía, tanto directo, debido a la disminución de la transmitancia térmica lineal del puente térmico, como indirecto, debido al aumento del factor de temperatura superficial mínima, lo que supone la reducción de la exigencia de acondicionamiento del aire interior a nivel higrotérmico.

3.4.2.- Régimen dinámico

El estudio en régimen dinámico se ha realizado estableciendo la temperatura exterior [K], en base a la ecuación de una senoide, según la ecuación **(3.5)**:

$$T_{ext} = 293 + 15 \operatorname{sen}\left(\pi \frac{t}{12}\right) \quad (3.5)$$

Con la aplicación de la ecuación, la temperatura exterior varía entre 278 K (5°C) y 308 K (35°C), con una temperatura media de 293 K (20°C). Las temperaturas obtenidas con la ecuación no tienen similitud con ningún día tipo en lo que a climatología se refiere. El objetivo no es tanto estudiar el comportamiento de las soluciones constructivas en un día determinado, sino bajo unas condiciones de temperatura genéricas. Dado que la temperatura media exterior obtenida coincide con la temperatura interior (293 K), el flujo de calor medio a lo largo de un día completo será nulo.

La inercia se tiene en cuenta en las simulaciones, por lo que es preciso desvincular de los resultados los efectos transitorios que esta provoca durante los primeros periodos analizados de la simulación. Por ello, aunque cada modelo se ha analizado durante un periodo de 5 días, solo se analizan los resultados obtenidos para las últimas 24 horas.

Para cada simulación se obtiene el valor del flujo de calor que atraviesa la superficie interior del cerramiento, en cada periodo de tiempo (time step) analizado, en este caso de 600 segundos. En todas las simulaciones, tanto con contraventana como sin ella, y para las tres tipologías de puentes térmicos, se obtiene que el flujo de calor medio es nulo, siendo:

Flujo de calor medio (\bar{q}): valor del flujo de calor integrado en un periodo de tiempo determinado que atraviesa una superficie.

Este hecho ya se preveía de antemano, en base a las temperaturas de contorno elegidas. Para poder apreciar las diferencias entre cada modelo, es preciso, por tanto, analizar el flujo de calor en cada instante analizado, a partir del cual pueden calcularse los valores de desfase y amplitud, siendo:

Desfase (φ): Tiempo que tarda en penetrar la onda térmica exterior al interior del cerramiento. Se mide con el tiempo que transcurre entre el mínimo de la temperatura superficial exterior ($t_{min}^{T_{se}}$) y el máximo del flujo de calor interior ($t_{max}^{q_i}$) (García 2009), según la ecuación **(3.6)**:

$$\varphi = t_{max}^{q_i} - t_{min}^{T_{se}} \quad (3.6)$$

Amplitud (A): Diferencia del valor absoluto máximo o mínimo que alcanza el flujo de calor interior respecto al flujo térmico medio, según la ecuación **(3.7)**:

$$A = q_{int,max} - \bar{q}_{int} \quad (3.7)$$

Siendo:

$q_{int,max}$ valor absoluto máximo o mínimo del flujo de calor interior

\bar{q}_{int} flujo de calor interior medio

A continuación se analizan los resultados para cada uno de los puentes térmicos.

3.4.2.1.- Jamba

Antes de valorar cuantitativamente la influencia de la disposición de la contraventana en el puente térmico de la jamba, es conveniente hacer una primera valoración cualitativa a partir de la superposición de las gráficas de flujo interior (**Fig. 3.18**):

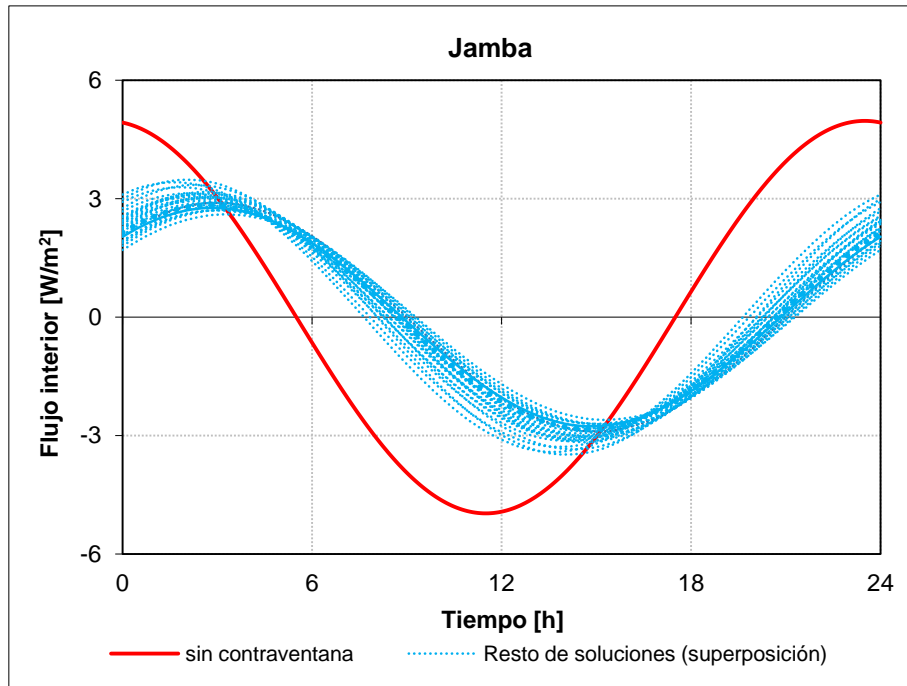


Fig. 3.18: Superposición de flujo interior de calor en la jamba

En la superposición de todas las soluciones con contraventana se aprecia la influencia significativa que supone la disposición de la contraventana, tanto en la amplitud como en el desfase. Lo más reseñable se encuentra en el hecho de que el efecto es considerable incluso con contraventanas de bajas prestaciones térmicas. El aumento del desfase comparado con la solución sin contraventana oscila entre 2,2 y 3,8 horas según la contraventana analizada (**Fig. 3.19**), lo que supone un aumento entre el 39 y 69%, mientras que la amplitud se reduce entre 1,5 y 2,3 W/m^2 con respecto a la solución sin contraventana, lo que supone una reducción entre el 30 y el 47%.

R_{sh} [$m^2 \cdot K/W$]	SIN CONTR.	DESFASE φ [h]			
		CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	5.50	8.33	8.67	7.67	8.00
0.1	5.50	8.50	8.83	7.83	8.33
0.2	5.50	8.67	9.00	8.17	8.67
0.3	5.50	8.67	9.17	8.17	8.83
0.5	5.50	8.83	9.17	8.50	9.00
1	5.50	9.00	9.33	8.67	9.17

a)

AMPLITUD A [W/m²]

R _{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	4.97	3.09	3.13	3.42	3.48
0.1	4.97	3.00	3.02	3.29	3.35
0.2	4.97	2.89	2.90	3.14	3.17
0.3	4.97	2.83	2.82	3.05	3.05
0.5	4.97	2.77	2.72	2.94	2.90
1	4.97	2.70	2.60	2.83	2.71

b)

Fig. 3.19: Desfase y amplitud en el puente térmico de jamba

Para realizar un análisis más exhaustivo y comprender mejor el comportamiento de la contraventana, es preciso estudiar los valores obtenidos en función de los parámetros de inercia, resistencia térmica de la contraventana y posición de la misma.

3.4.2.1.1.- Inercia

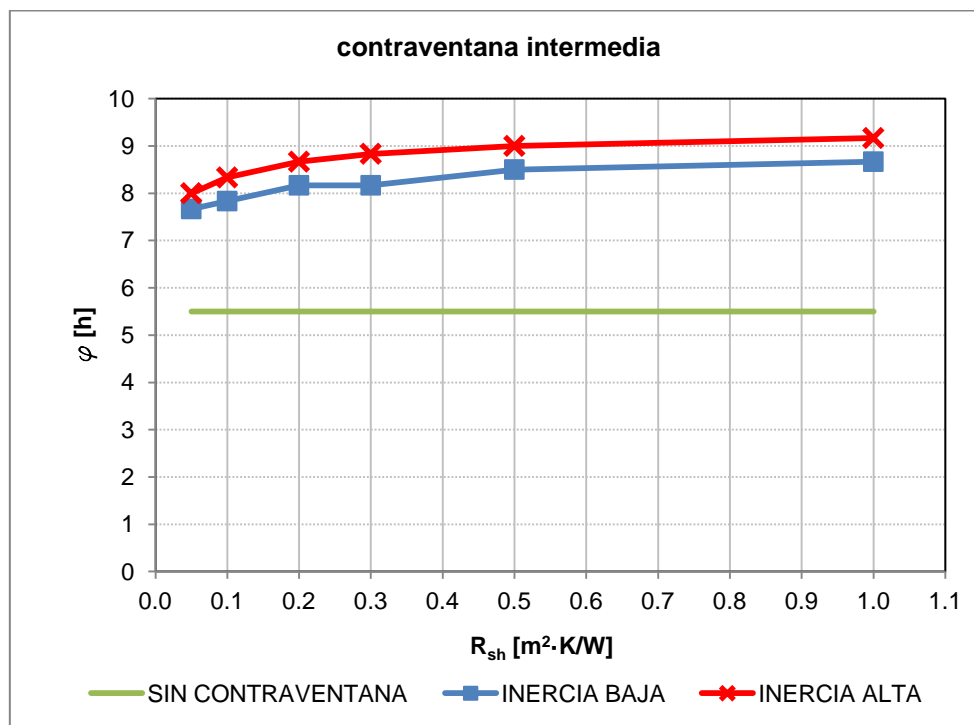


Fig. 3.20: Desfase en la jamba según la inercia térmica de la contraventana

El aumento de la inercia en la contraventana supone un aumento del desfase de la onda térmica, para todos los valores de R_{sh} , tanto para contraventana exterior como intermedia (**Fig. 3.20**). Tomando como base una contraventana con inercia baja, que es la más habitual dentro de los modelos comerciales existentes en la actualidad, la contraventana con inercia alta aumenta el desfase entre 0,3 y 0,6 horas. Teniendo en cuenta que la diferencia de desfase entre la solución sin contraventana y la de contraventana con inercia baja oscila entre 2,2 y 3,8 horas, se constata que tiene mucha mayor incidencia el hecho de disponer de la contraventana que las características térmicas que pueda tener esta.

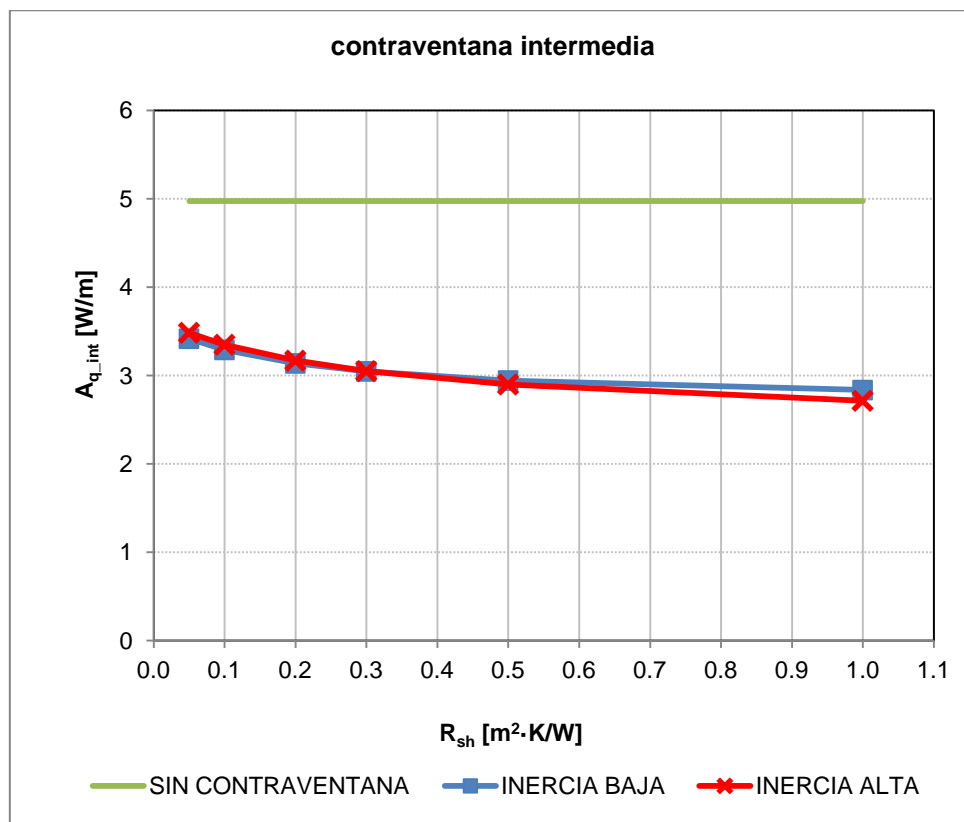


Fig. 3.21: Amplitud en la jamba según la inercia térmica de la contraventana

En cuanto a la amplitud, se observan pequeñas diferencias entre contraventanas de baja y alta inercia, llegando a un máximo de 0,1 W/m, que con respecto a la solución sin contraventana (4,9 W/m) únicamente supone un 2% de diferencia (**Fig. 3.21**).

3.4.2.1.2.- Resistencia térmica de la contraventana

El análisis de la onda térmica de la solución constructiva según el valor de la resistencia térmica de la contraventana revela que, a igualdad en el valor de la inercia, el aumento de R_{sh} supone un aumento del desfase y una reducción en la amplitud.

La diferencia en el desfase entre una contraventana con $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ y otra con $R_{sh}=1,00 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ alcanza un máximo de 1,2 horas para contraventanas intermedias con inercia alta (**Fig. 3.22**). Teniendo en cuenta que la solución sin contraventana tiene un desfase de 5,5 horas, la influencia de la resistencia térmica de la contraventana puede suponer hasta el 21 % de este valor.

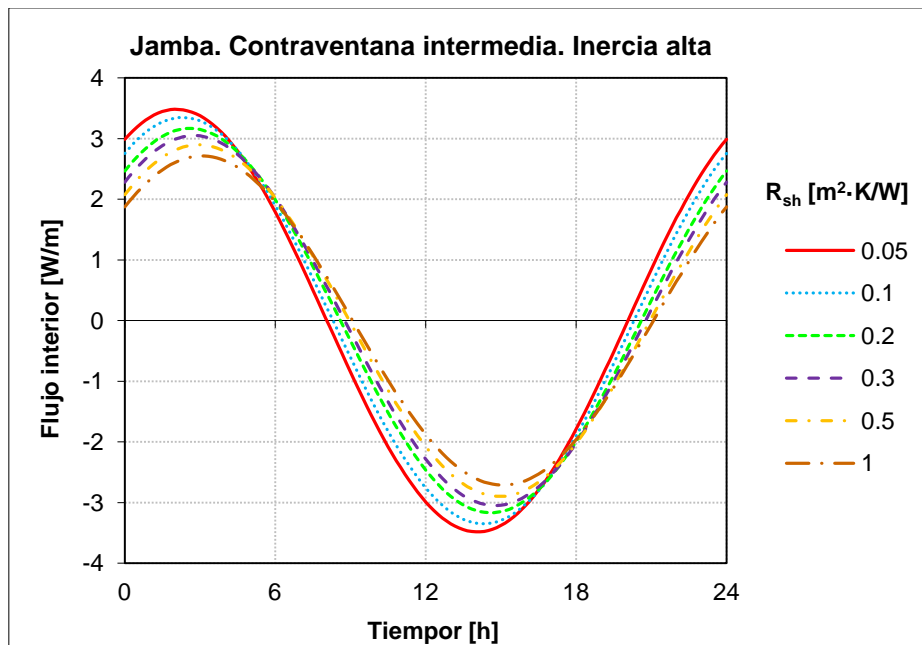
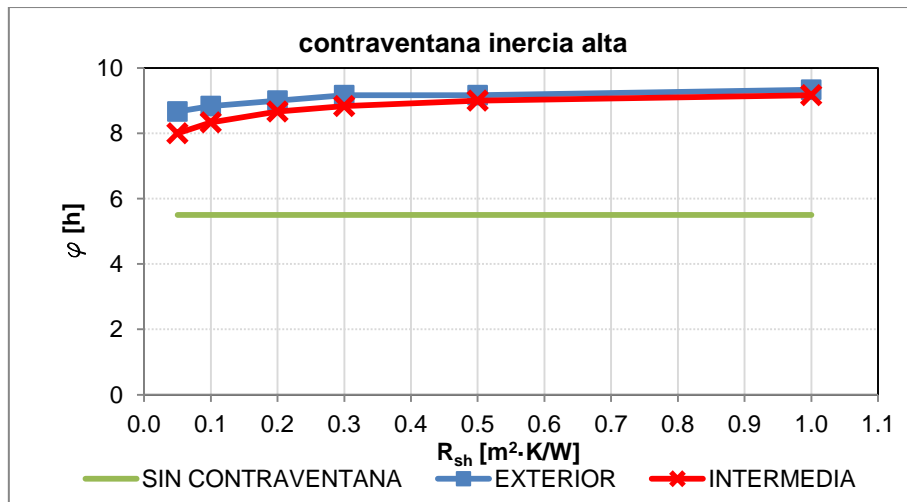


Fig. 3.22: Flujo interior en la jamba según la resistencia térmica de la contraventana

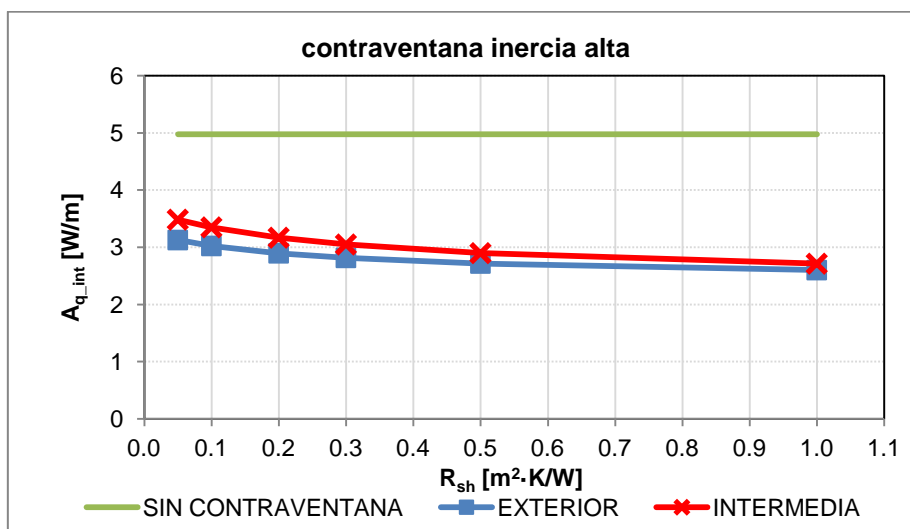
La reducción de la amplitud, por su parte, puede llegar hasta 0,8 W/m con la utilización de contraventanas con $R_{sh}=1,00 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ con respecto a otra de $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, lo que supone un 15% de diferencia entre ellas tomando como base una solución sin contraventana.

3.4.2.1.3.- Posición de la contraventana

A igualdad de valores de inercia y R_{sh} , la contraventana exterior consigue en todas las simulaciones valores mayores de desfase y menores valores de amplitud que la contraventana ubicada en posición intermedia de la jamba (**Fig. 3.23**). La mayor diferencia entre las dos posiciones se produce para contraventanas con inercia alta y $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, donde la diferencia en el desfase es de 0,6 horas (12% de la solución sin contraventana) y en la amplitud de 0,3 W/m (7% de la solución sin contraventana).



a)



b)

Fig. 3.23: Desfase (a) y amplitud (b) en la jamba según la posición de la contraventana

3.4.2.1.4.- Temperatura superficial interior mínima

Si bien el concepto de temperatura superficial interior mínima se aplica habitualmente a modelos en régimen estacionario, resulta interesante analizar qué valores puede obtener este parámetro bajo condiciones dinámicas y, sobre todo, según el tipo de contraventana y en comparación con la solución sin contraventana.

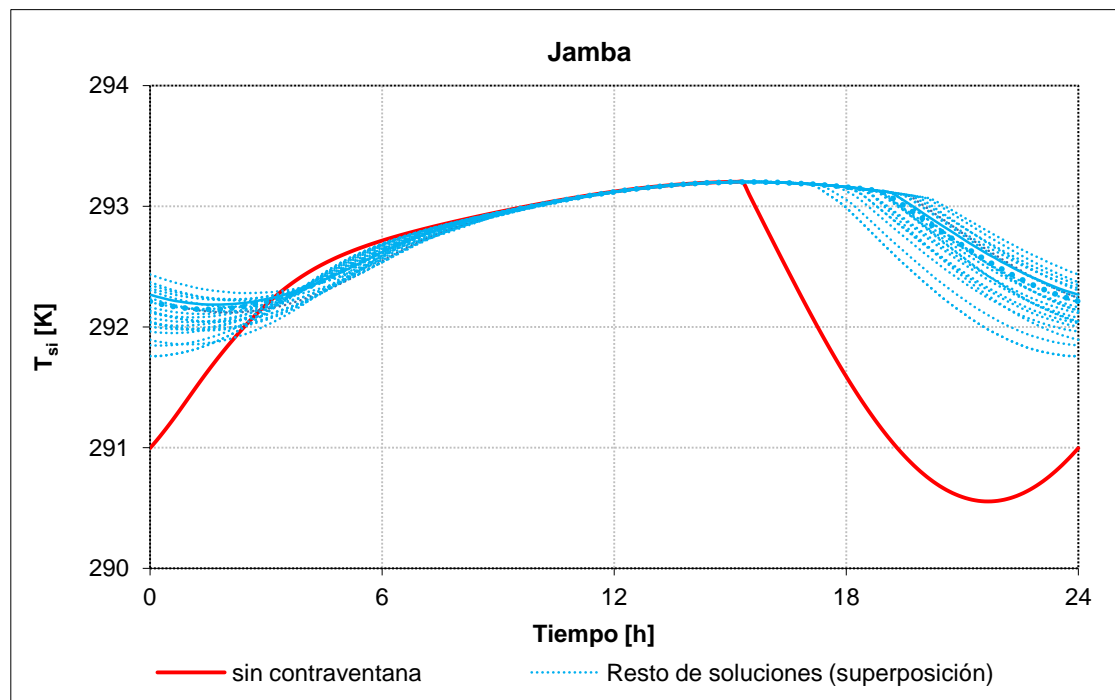


Fig. 3.24: Temperatura superficial interior en la jamba

Los valores obtenidos muestran cómo la disposición de la contraventana aumenta la temperatura superficial interior mínima a lo largo del periodo de tiempo analizado (**Fig. 3.24**). Por una parte se aprecia que, durante parte de este periodo (aproximadamente entre la hora 3 y la hora 10), la temperatura superficial interior es mayor en las soluciones con contraventana que sin ella. Esto es debido al efecto de la inercia que aporta este elemento, traducido en un aumento del desfase. No obstante, el aspecto crítico que supone la temperatura superficial mínima es mejorado en las soluciones con contraventana debido a la reducción de la amplitud de la onda que provocan.

De esta forma, el efecto amortiguador que ejerce la contraventana provoca que la temperatura superficial interior mínima sea, en función del caso analizado, entre 18 y 19,3 °C, lo que supone entre 1,2 y 1,7 °C superior a la solución sin contraventana.

En base a los resultados obtenidos, se ha calculado el factor de temperatura superficial interior mínimo en régimen dinámico $f_{R_{si}(din)}$, según la ecuación (3.8):

$$f_{R_{si}(din)} = \frac{T_{si,min} - T_{e,min}}{T_i - T_{e,min}} \quad (3.8)$$

Siendo:

$T_{si,min}$ Temperatura superficial interior mínima

T_i Temperatura interior del recinto

$T_{e,min}$ Temperatura exterior mínima en el periodo analizado

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	0.837	0.932	0.932	0.917	0.917
0.1	0.837	0.936	0.936	0.923	0.924
0.2	0.837	0.941	0.941	0.930	0.931
0.3	0.837	0.943	0.944	0.934	0.936
0.5	0.837	0.946	0.948	0.939	0.942
1	0.837	0.948	0.952	0.943	0.949

Tabla 3.6: $f_{R_{si}(din)}$ en la jamba

Los resultados (Tabla 3.6) muestran mayores valores de $f_{R_{si}(din)}$ en todas las hipótesis con contraventana (entre 0,917 y 0,952) que en la solución sin contraventana (0,837), lo que supone que la disposición de estas aporta un

aumento de $f_{R_{Si}(din)}$ entre el 9% y el 13%, en función de los parámetros analizados.

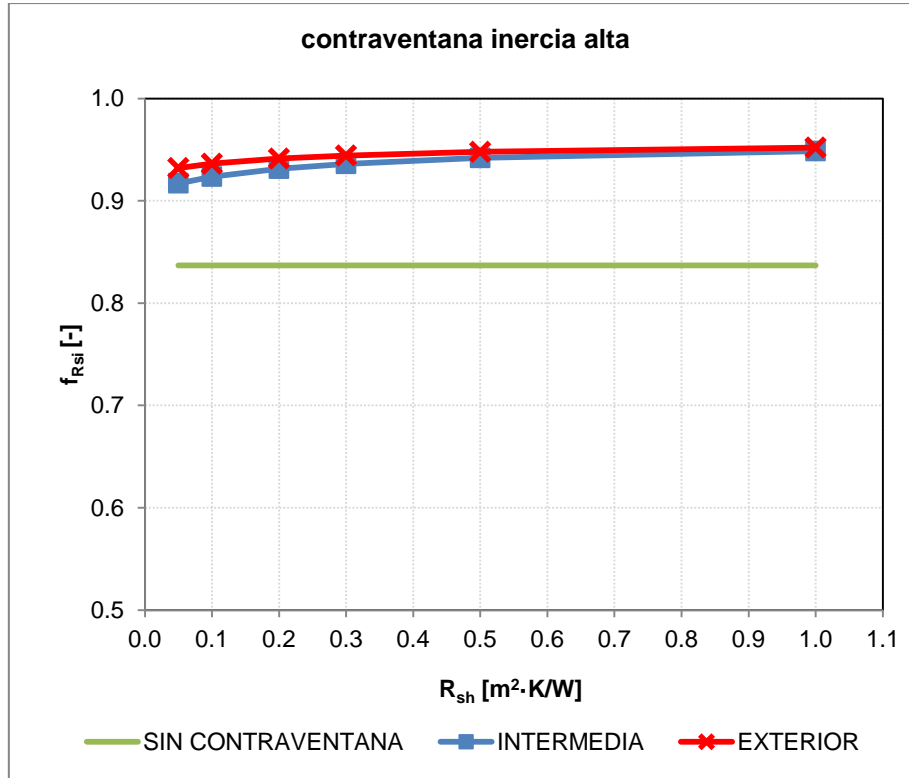


Fig. 3.25: $f_{R_{Si}}$ en la jamba en función de R_{sh} y la posición de la contraventana

Este factor es mayor cuanto mayor es R_{sh} (diferencias de hasta 4% según el valor de R_{sh} , con respecto a la solución sin contraventana) (**Fig. 3.25**), cuanto mayor es la inercia (diferencias de hasta 0,7%) y para posición exterior (diferencias de hasta 1,8%).

3.4.2.2.- Alféizar

Los resultados obtenidos para la solución constructiva de alféizar son, cualitativamente, similares a los obtenidos para la jamba, esto es, todos los tipos de contraventana modifican considerablemente tanto la amplitud como el desfase de la onda térmica que atraviesa el puente térmico, con respecto a la solución sin contraventana (**Fig. 3.26**).

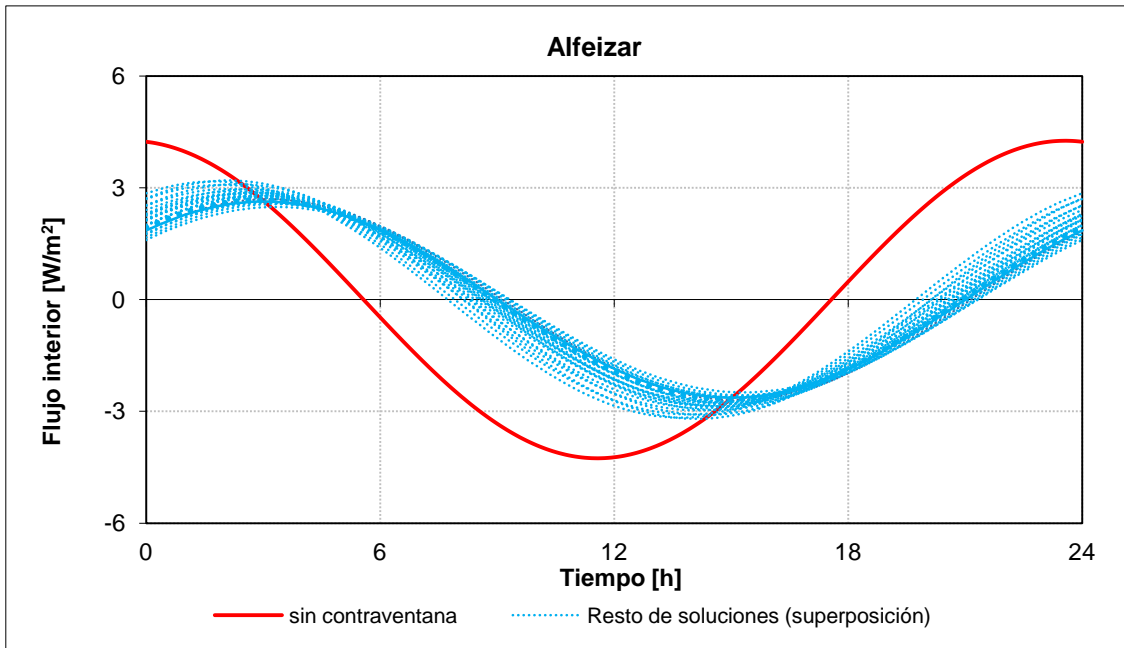


Fig. 3.26: Superposición de flujo interior de calor en el alféizar

Los desfases que se consiguen con respecto a la solución sin contraventana son muy similares a los de la jamba, con los mismos valores mínimos y máximos (entre 2,2 y 3,8 horas) y con diferencias máximas de 0,2 horas con respecto a la jamba para un mismo tipo de contraventana (**Fig. 3.27**). La reducción de la amplitud, por el contrario, es proporcionalmente menor, reduciéndose entre 2,5 y 3,2 W/m² con respecto a la solución sin contraventana, lo que supone una reducción de entre el 25 y el 41%.

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	DESFASE φ [h]			
		CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	5.50	8.50	8.83	7.67	8.17
0.1	5.50	8.67	9.00	7.83	8.33
0.2	5.50	8.83	9.17	8.17	8.67
0.3	5.50	9.00	9.17	8.33	8.67
0.5	5.50	9.00	9.33	8.50	8.83
1	5.50	9.17	9.33	8.67	9.00

a)

AMPLITUD A [W/m^2]

R_{sh} [$m^2 \cdot K/W$]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	4.26	2.87	2.87	3.17	3.20
0.1	4.26	2.80	2.79	3.08	3.10
0.2	4.26	2.72	2.69	3.97	2.96
0.3	4.26	2.68	2.63	2.91	2.87
0.5	4.26	2.63	2.57	2.83	2.76
1	4.26	2.59	2.49	2.76	2.62

b)

Fig. 3.27: Desfase y amplitud en el puente térmico de alféizar

3.4.2.2.1.- Inercia

La diferencia en el desfase entre una solución con contraventana de inercia alta y otra de inercia baja oscila entre 0,3 y 0,5 horas (Fig. 3.28), muy similar a la jamba e igualmente de baja incidencia en relación al desfase que supone la propia colocación de una contraventana (entre 2,2 y 3,8 horas).

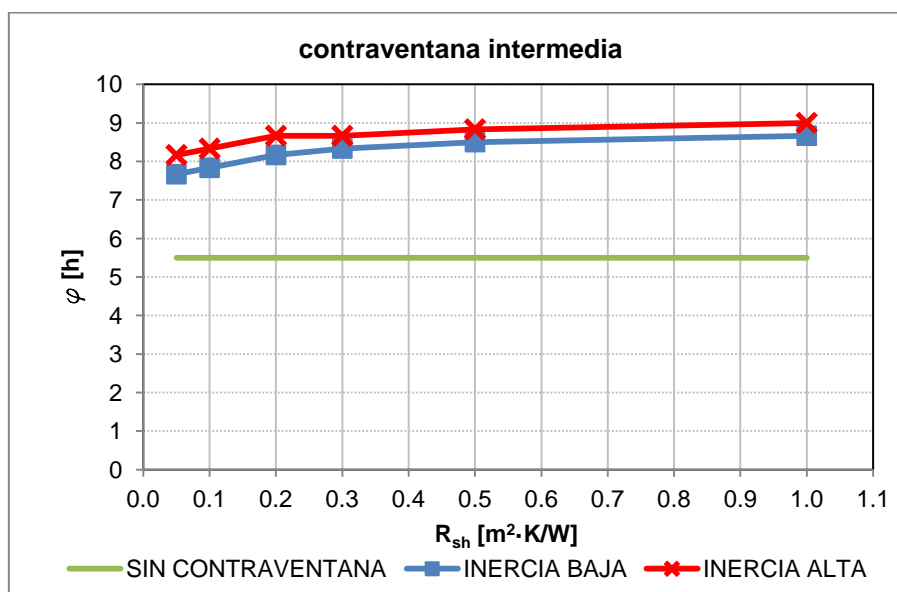


Fig. 3.28: Desfase en el alféizar según la inercia térmica de la contraventana

También las diferencias en amplitud son pequeñas, llegando a un máximo de 0,14 W/m, que con respecto a la solución sin contraventana (4,2 W/m) únicamente supone un 3% de diferencia (**Fig. 3.29**).

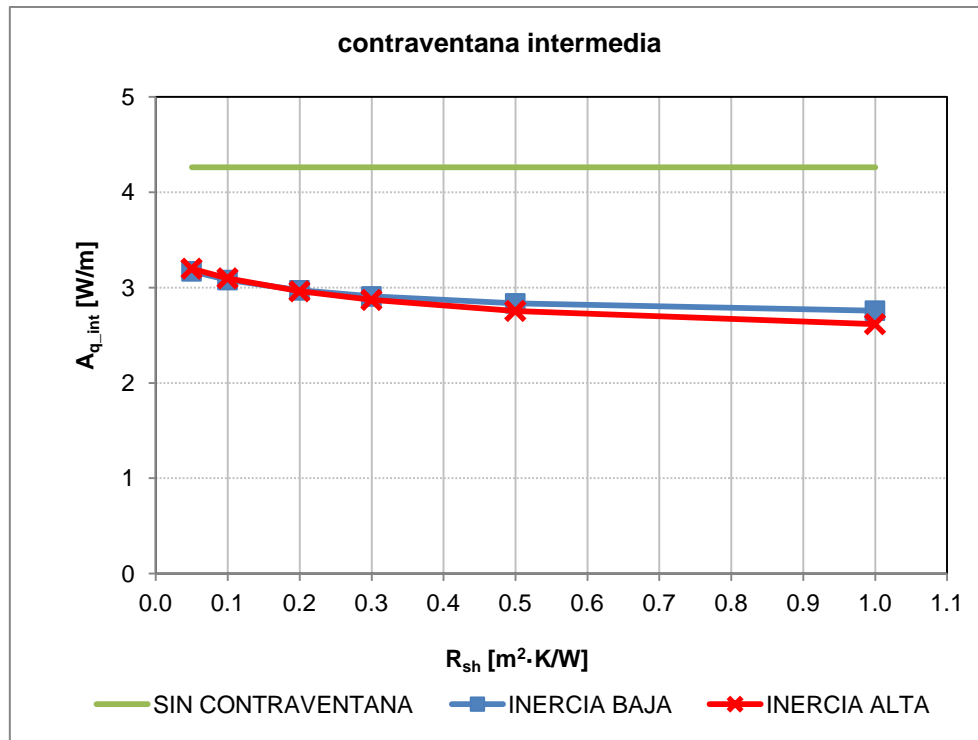


Fig. 3.29: Amplitud en el alféizar según la inercia térmica de la contraventana

3.4.2.2.2.- Resistencia térmica de la contraventana

Para una misma posición e inercia de la contraventana, la diferencia en el desfase entre una contraventana con $R_{sh}=0,05$ m²·K/W y otra con $R_{sh}=1,00$ m²·K/W oscila entre 0,5 y 1,0 horas (**Fig. 3.30**), siempre con desfases mayores cuanto mayor es la transmitancia térmica. Teniendo en cuenta que la solución sin contraventana tiene un desfase de 5,5 horas, la influencia de la resistencia térmica de la contraventana puede suponer hasta el 18% de este valor.

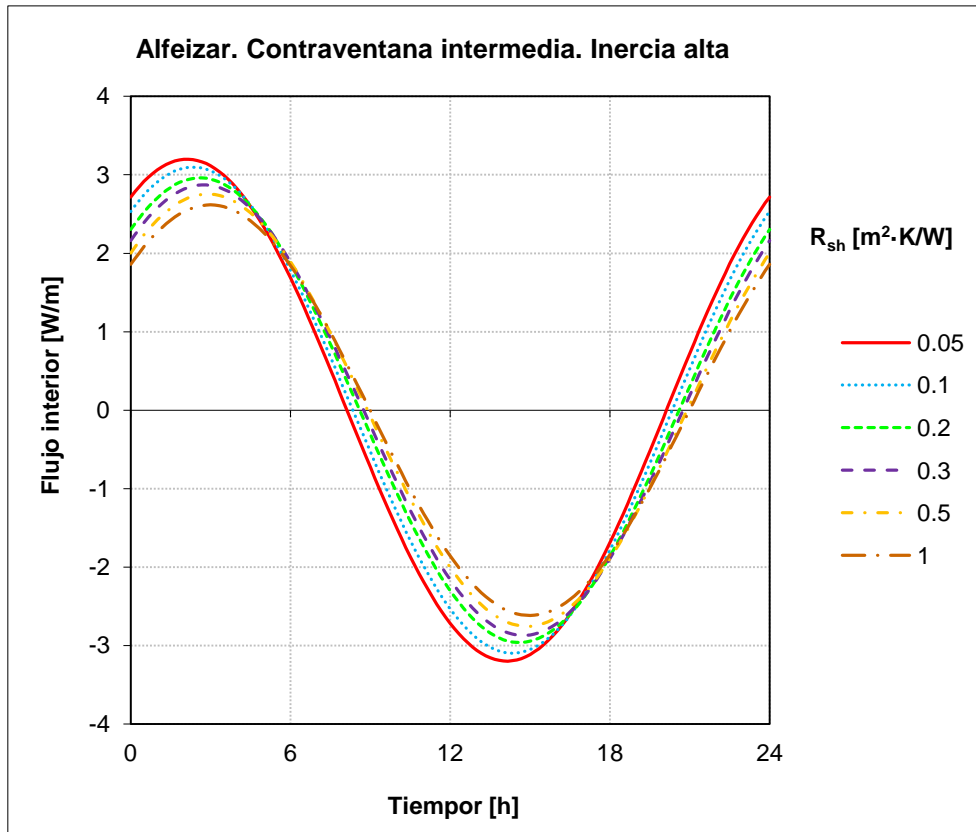
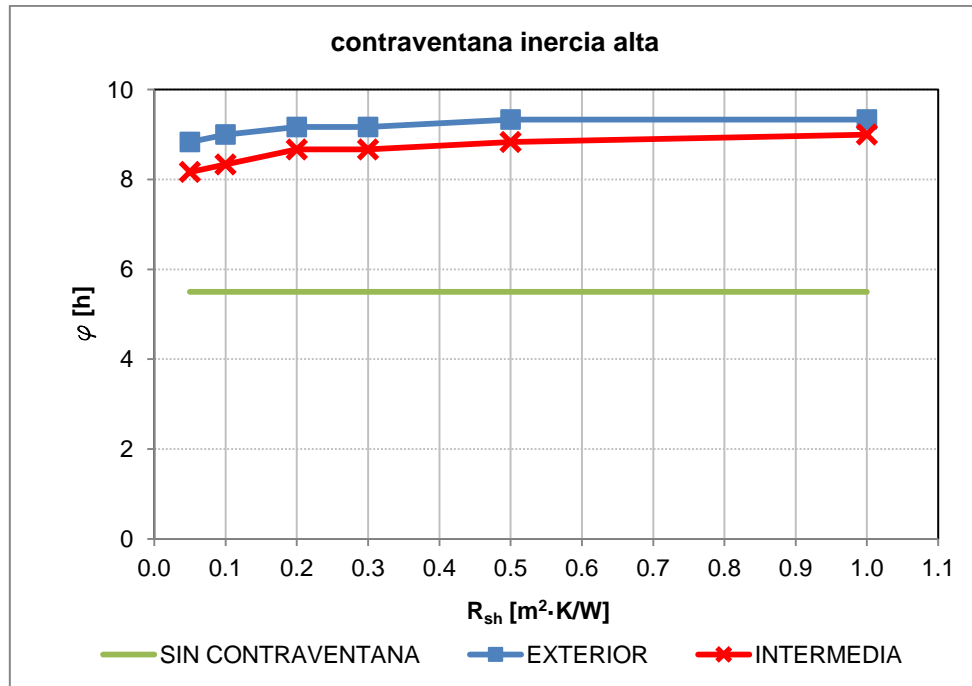


Fig. 3.30: Flujo interior en el alféizar según la resistencia térmica de la contraventana

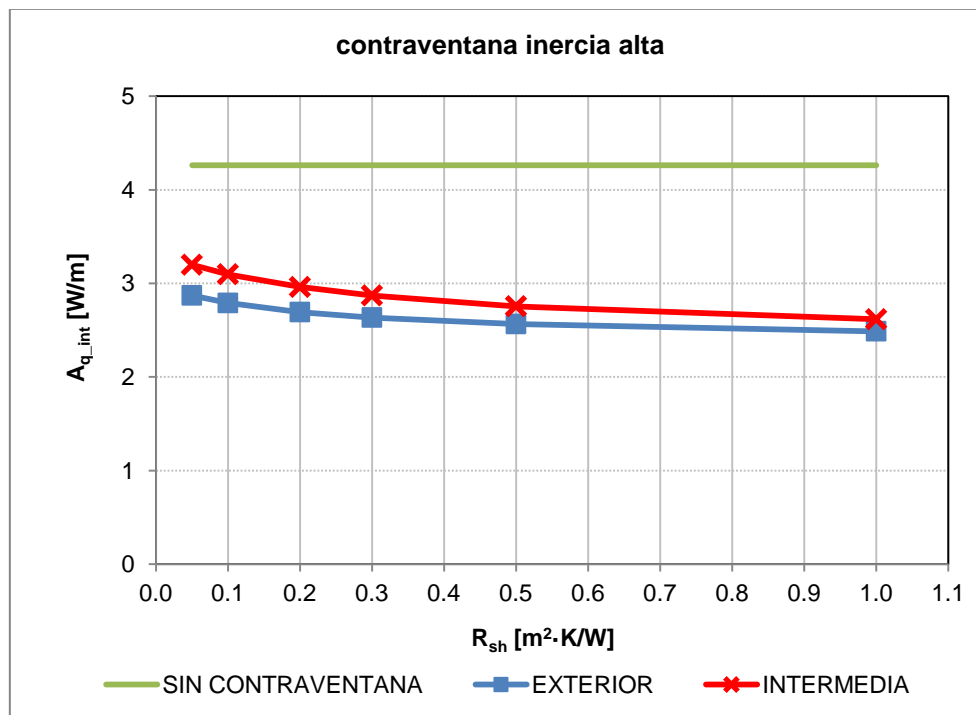
La reducción de la amplitud llega hasta 0,6 W/m con la utilización de contraventanas con $R_{sh}=1,00 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ con respecto a otra de $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, lo que supone un 13% de diferencia entre ellas tomando como base una solución sin contraventana.

3.4.2.2.3.- Posición de la contraventana

Al igual que en el caso de la jamba, a igualdad de valores de inercia y R_{sh} , la contraventana exterior consigue en todas las simulaciones valores mayores de desfase y menores valores de amplitud que la contraventana ubicada en posición intermedia de la jamba (**Fig. 3.31**). La mayor diferencia entre las dos posiciones en el desfase es de 0,8 horas (15% de la solución sin contraventana) y en la amplitud de 0,3 W/m (7%).



a)



b)

Fig. 3.31: Desfase (a) y amplitud (b) en el alféizar según la posición de la contraventana

3.4.2.2.4.- Temperatura superficial interior mínima

Para este puente térmico, la disposición de contraventanas aporta un aumento de la temperatura superficial interior mínima entre 1,0 y 1,5 °C, en función del caso analizado (**Fig. 3.32**).

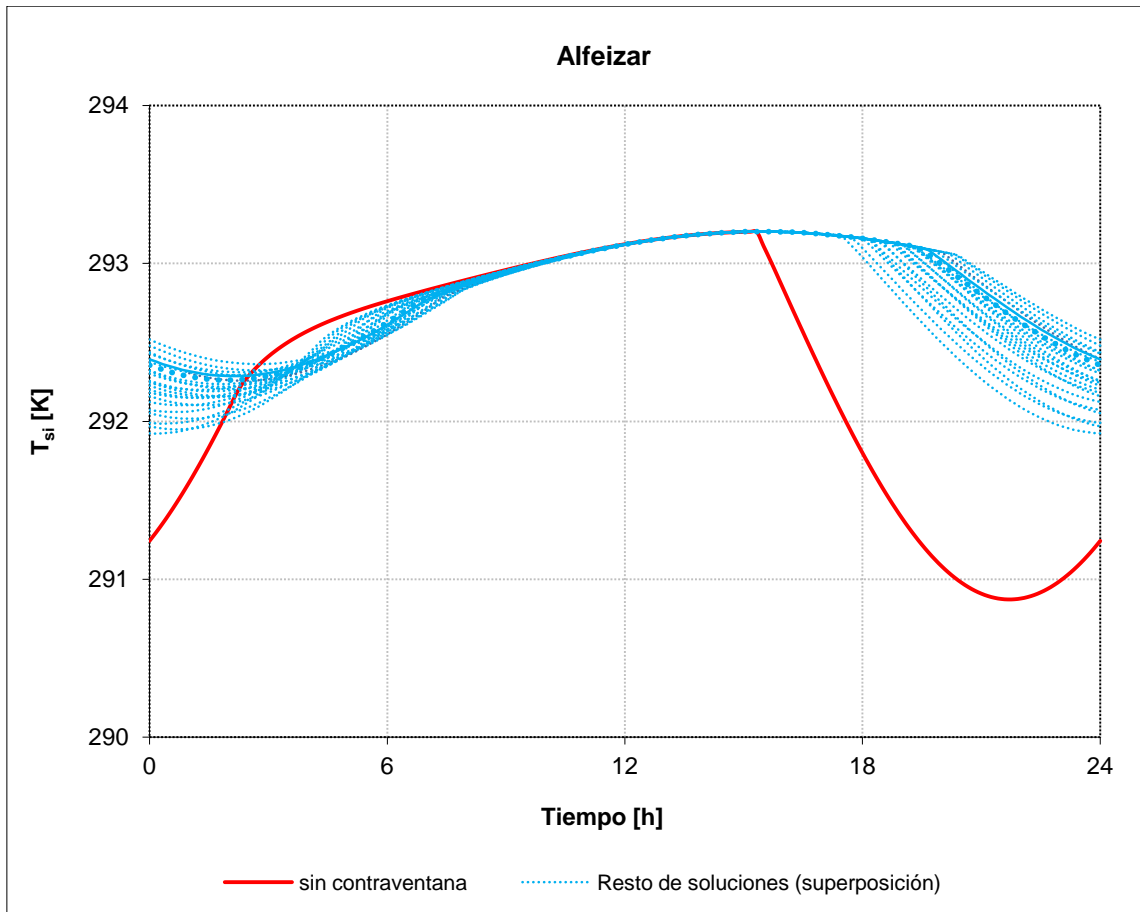


Fig. 3.32: Temperatura superficial interior en el alféizar

De este modo, los resultados muestran mayores valores de $f_{R_{si}(din)}$ en todas las hipótesis con contraventana (entre 0,928 y 0,957) que en la solución sin contraventana (0,858) (**Tabla 3.7**), lo que se traduce en un incremento de $f_{R_{si}(din)}$ entre el 8% y el 11%.

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	0.858	0.943	0.944	0.928	0.930
0.1	0.858	0.946	0.947	0.932	0.934
0.2	0.858	0.949	0.950	0.937	0.940
0.3	0.858	0.951	0.952	0.940	0.944
0.5	0.858	0.952	0.955	0.943	0.948
1	0.858	0.954	0.957	0.947	0.953

Tabla 3.7: $f_{R_{si}(din)}$ en el alféizar

Este factor es mayor cuanto mayor es R_{sh} (diferencias de hasta 4% con respecto a la solución sin contraventana) (**Fig. 3.33**), cuanto mayor es la inercia (diferencias de hasta 0,7%) y para posición exterior (diferencias de hasta 1,7%).

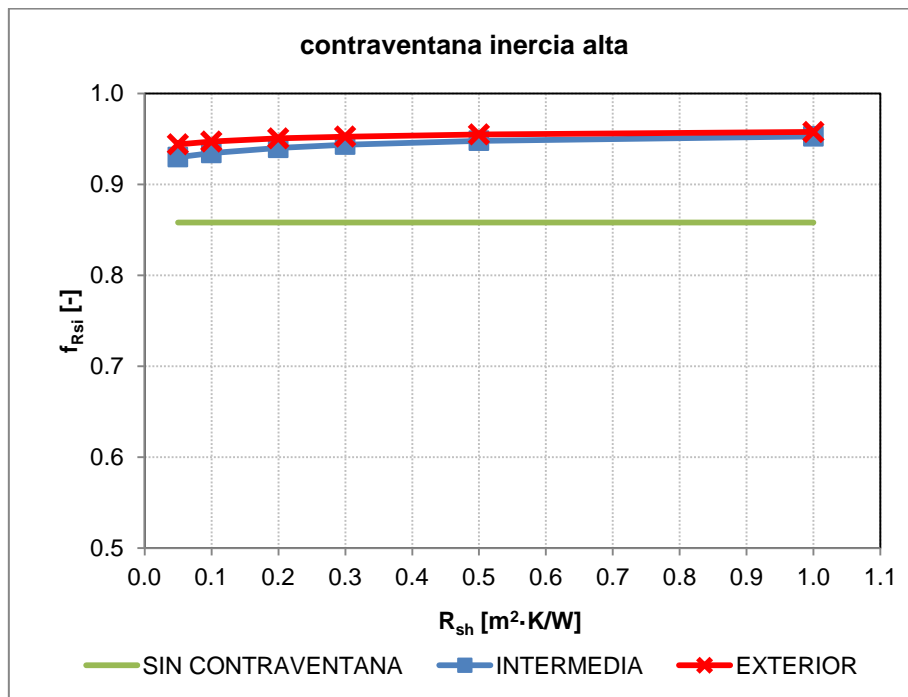


Fig. 3.33: $f_{R_{si}}$ en el alféizar en función de R_{sh} y la posición de la contraventana

3.4.2.3.- Dintel con caja de persiana

También en este tipo de puente térmico modifica la contraventana los valores de amplitud y desfase de la onda térmica, y además de forma mucho más acusada que en los casos de jamba y alféizar.

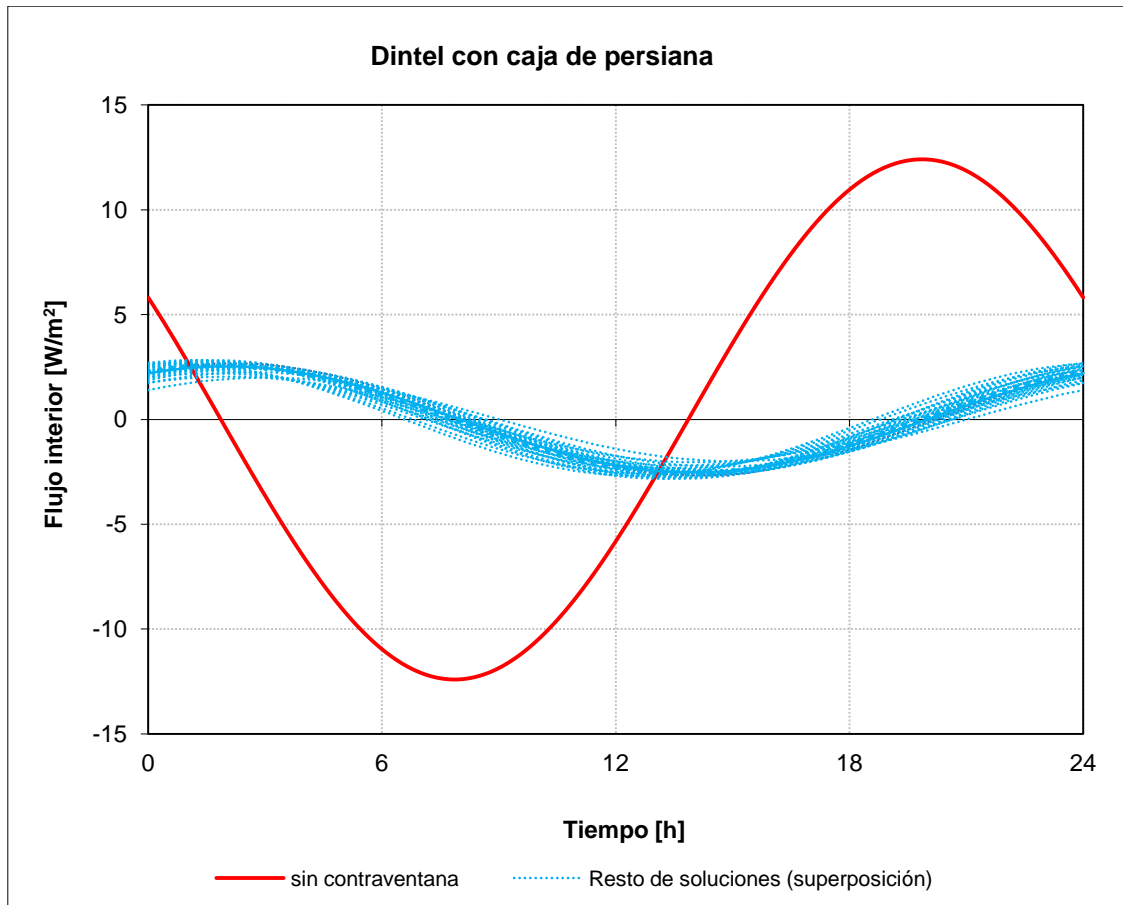


Fig. 3.34: Superposición de flujo interior de calor en el dintel

Los desfases con respecto a la solución sin contraventana están comprendidos entre 4,7 y 7,2 horas (**Fig. 3.35**). La reducción de la amplitud es igualmente considerable, reduciéndose entre 9,6 y 11,4 W/m² con respecto a la solución sin contraventana, lo que supone una reducción entre el 77 y el 92%.

DESFASE φ [h]

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	1.83	7.17	7.67	6.50	7.17
0.1	1.83	7.50	7.83	6.83	7.50
0.2	1.83	7.67	8.17	7.17	8.00
0.3	1.83	7.83	8.33	7.33	8.33
0.5	1.83	8.00	8.50	7.67	8.67
1	1.83	8.17	8.67	8.00	9.00

a)

AMPLITUD A [W/m²]

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	12.41	2.74	2.83	2.69	2.83
0.1	12.41	2.68	2.76	2.58	2.73
0.2	12.41	2.61	2.67	2.43	2.56
0.3	12.41	2.58	2.61	2.32	2.43
0.5	12.41	2.53	2.53	2.19	2.25
1	12.41	2.49	2.42	2.04	1.99

b)

Fig. 3.35: Desfase y amplitud en el puente térmico de dintel

3.4.2.3.1.- Inercia

La diferencia en el desfase entre una solución con contraventana de inercia alta y otra de inercia baja oscila, en función del caso analizado, entre 0,3 y 1,0 horas (**Fig. 3.36**).

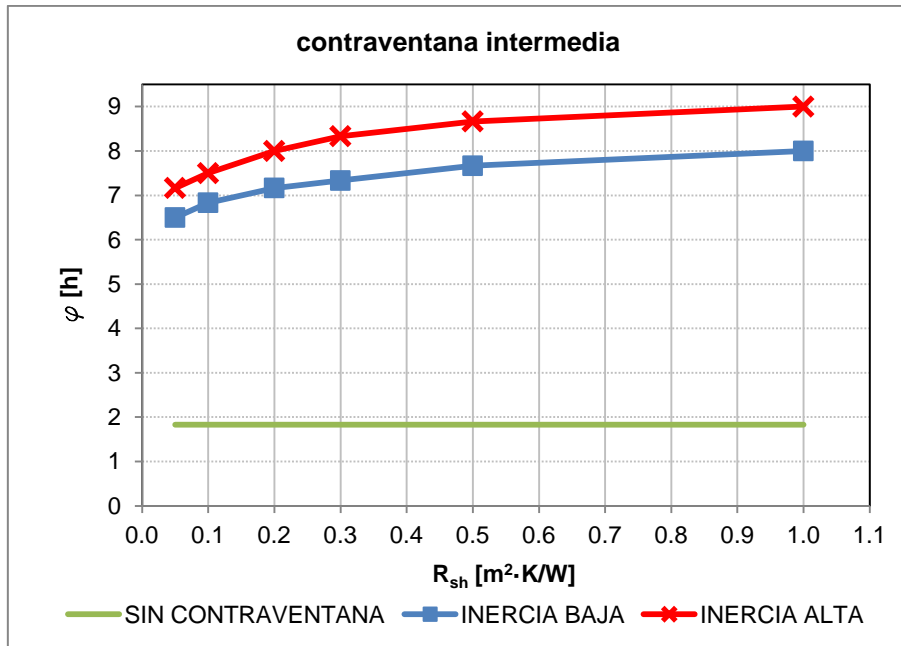


Fig. 3.36: Desfase en el dintel según la inercia térmica de la contraventana

Las diferencias en amplitud son pequeñas, llegando a un máximo de $0,15 \text{ W/m}$, que con respecto a la solución sin contraventana ($12,4 \text{ W/m}$) únicamente supone un 1,2% de diferencia (Fig. 3.37).

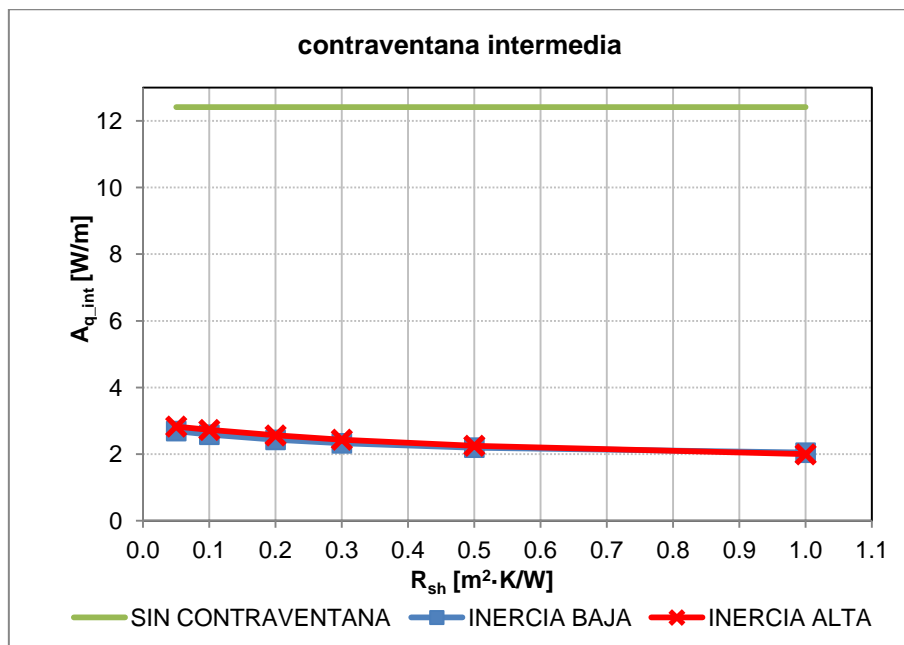


Fig. 3.37: Amplitud en el dintel según la inercia térmica de la contraventana

3.4.2.3.2.- Resistencia térmica de la contraventana

Para una misma posición e inercia de la contraventana, la diferencia en el desfase entre una contraventana con $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ y otra con $R_{sh}=1,00 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ oscila entre 1,0 y 1,8 horas (**Fig. 3.38**), siempre con desfases mayores cuanto mayor es la transmitancia térmica. Teniendo en cuenta que la solución sin contraventana tiene un desfase de 1,8 horas, la influencia de la resistencia térmica de la contraventana puede suponer hasta el 100% de este valor.

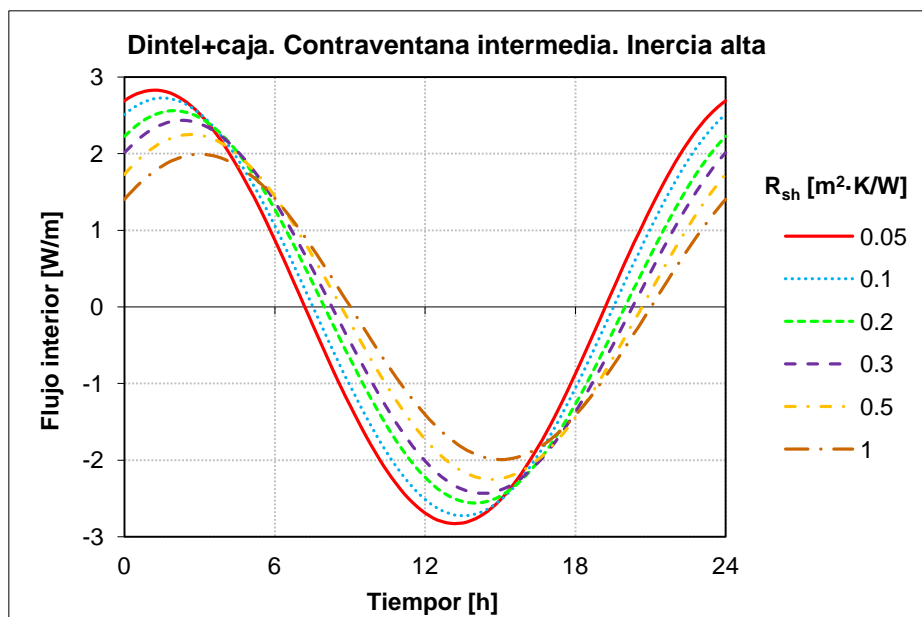


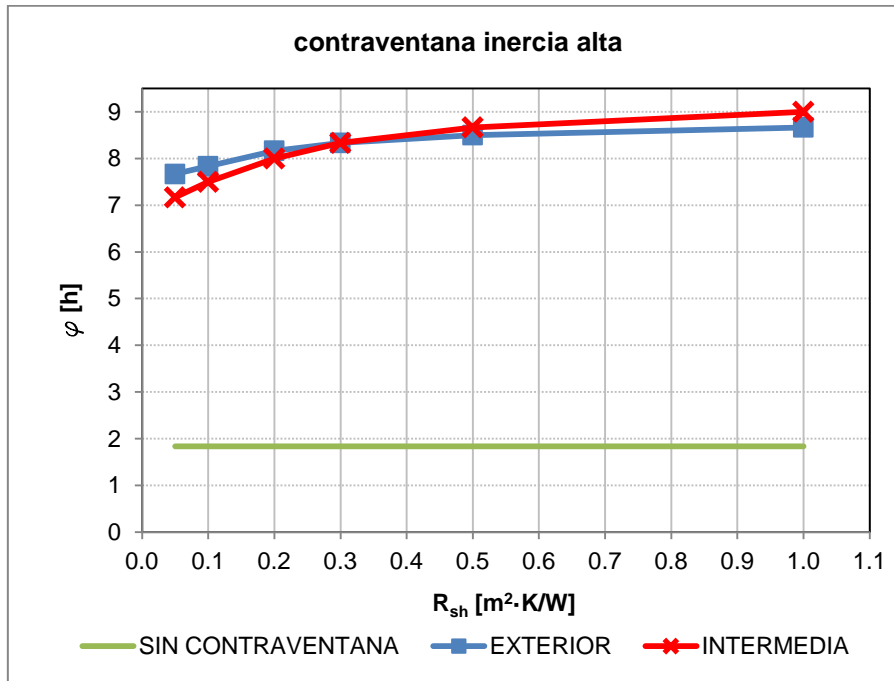
Fig. 3.38: Flujo interior en el dintel según la resistencia térmica de la contraventana

La reducción de la amplitud llega hasta $0,84 \text{ W/m}$ con la utilización de contraventanas con $R_{sh}=1,00 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ con respecto a otra de $R_{sh}=0,05 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$, lo que supone un 6% de diferencia entre ellas tomando como base una solución sin contraventana.

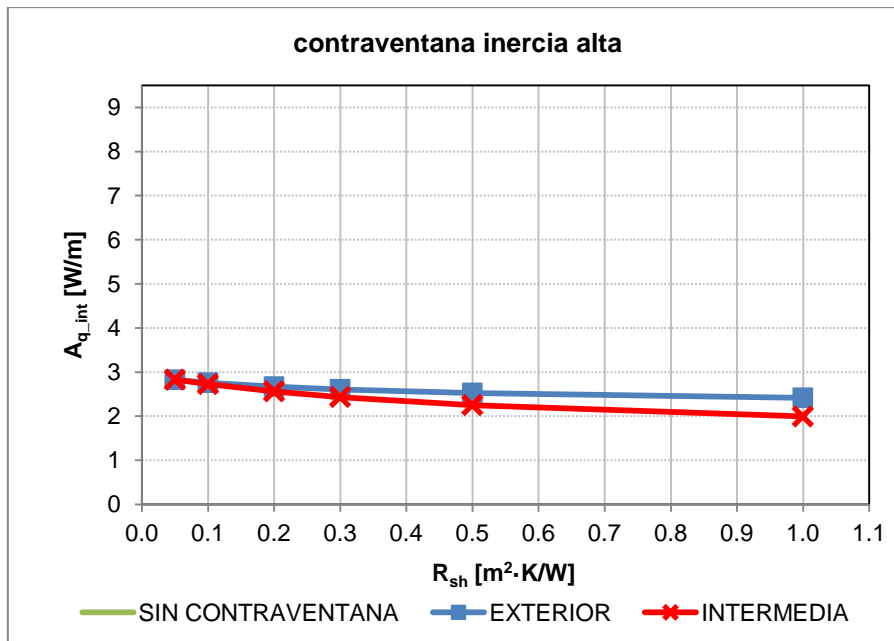
3.4.2.3.3.- Posición de la contraventana

La mayor diferencia entre las dos posiciones en el desfase es de 0,6 horas (36% de la solución sin contraventana) y en la amplitud de $0,4 \text{ W/m}$ (3% de la

solución sin contraventana). La posición que obtiene los mayores valores de desfase es mayoritariamente la exterior, mientras que es la posición intermedia la que menores valores de amplitud registra (**Fig. 3.39**).



a)



b)

Fig. 3.39: Desfase (a) y amplitud (b) en el dintel según la posición de la contraventana

3.4.2.3.4.- Temperatura superficial interior mínima

El aumento de la temperatura superficial interior mínima que provoca la disposición de la contraventana oscila entre 5,9 y 6,6°C, en función del caso analizado, con respecto a la solución sin contraventana (**Fig. 3.40**).

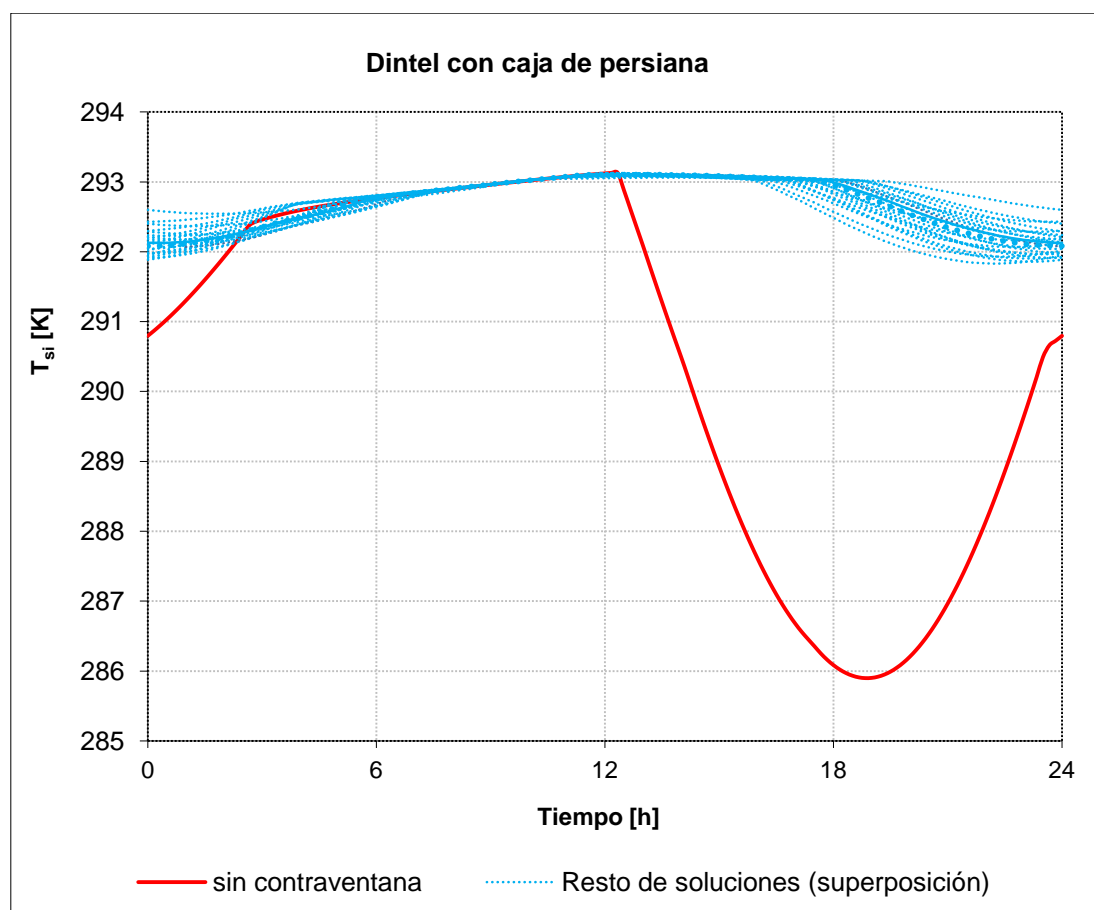


Fig. 3.40: Temperatura superficial interior en el dintel

Los resultados muestran mayores valores de $f_{R_{si}(din)}$ en todas las hipótesis con contraventana (entre 0,922 y 0,969) que en la solución sin contraventana (0,527) (**Tabla 3.8**), lo que supone un aumento entre el 75% y el 84%. Estos porcentajes tan elevados de mejora de este factor se obtienen debido al bajo valor que tiene la solución base sin contraventana.

R_{sh} [m ² ·K/W]	SIN CONTR.	CONTR. EXTERIOR		CONTR. INTERMEDIA	
		IN. BAJA	IN. ALTA	IN. BAJA	IN. ALTA
0.05	0.527	0.927	0.927	0.922	0.924
0.1	0.527	0.931	0.932	0.929	0.931
0.2	0.527	0.936	0.938	0.938	0.941
0.3	0.527	0.939	0.941	0.944	0.949
0.5	0.527	0.942	0.945	0.952	0.958
1	0.527	0.945	0.950	0.962	0.969

Tabla 3.8: $f_{R_{si}(din)}$ en el dintel

Este factor es mayor cuanto mayor es R_{sh} (diferencias de hasta 8% según el valor de R_{sh} con respecto a la solución sin contraventana) (**Fig. 3.41**), cuanto mayor es la inercia (diferencias de hasta 1,3%) y para posición exterior (diferencias de hasta 3%).

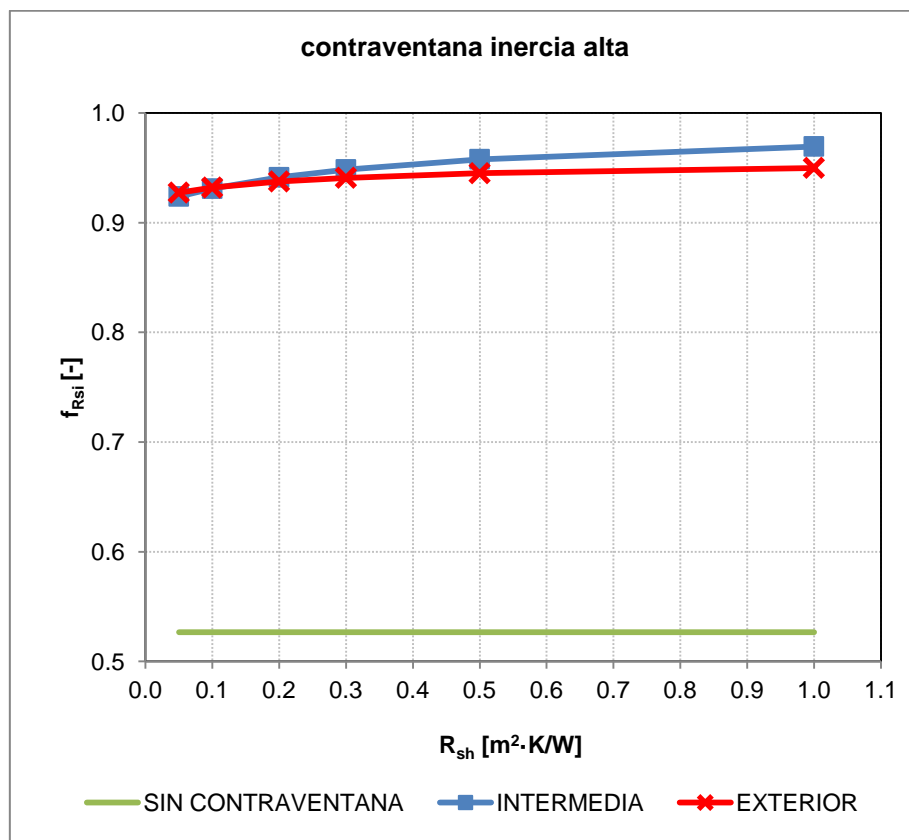


Fig. 3.41: $f_{R_{si}}$ en el alféizar en función de R_{sh} y la posición de la contraventana

3.5.- Comentarios y conclusiones

En el presente capítulo se analiza la influencia térmica que tiene una contraventana exterior estanca al aire en los puentes térmicos de la ventana, realizando para ello modelos, tanto en régimen estacionario como dinámico, de los puentes térmicos de jamba, alféizar y dintel con caja de persiana. Para ello, en régimen estacionario, se cuantifica la transmitancia térmica lineal (ψ) y el factor de temperatura superficial interior ($f_{R_{si}}$), de cada puente térmico existente en una disposición constructiva tipo de hueco de ventana, tanto con contraventana como sin ella, comparándose ambos resultados y estableciendo como parámetros variables de estudio la posición de la contraventana dentro del hueco de ventana y la resistencia térmica de la contraventana. En cuanto al análisis en régimen dinámico, se analiza el comportamiento de la solución constructiva, tanto con contraventana como sin ella, mediante el cálculo del desfase y la amplitud de los flujos de calor, así como el factor de temperatura superficial interior, y analizando igualmente el efecto que tiene la posición de la contraventana dentro del hueco de ventana y la resistencia térmica, además de la inercia de la propia contraventana.

La metodología empleada es la establecida en la norma UNE-EN ISO 10211, empleando para ello una herramienta de simulación de volúmenes finitos que resuelve la ecuación de la energía en cada punto definido en la malla del modelo numérico.

Los resultados obtenidos muestran que la disposición de una contraventana en un hueco de ventana, en la medida en que se trata de un nuevo elemento constructivo con sus propias características térmicas, añadido al cerramiento existente, y de una cámara de aire que se genera entre ambos sistemas, supone en todos los casos una modificación en el comportamiento térmico del conjunto del sistema constructivo. Esta modificación se ha estudiado en términos de flujo de calor, de temperatura en la cara interior del cerramiento y en el desfase y amplitud de la onda térmica.

En régimen estacionario, se constata que la disposición de la contraventana reduce la transmitancia térmica lineal del puente térmico, en todas las hipótesis analizadas y para los tres puentes térmicos. Para la jamba, la reducción con respecto a la solución sin contraventana oscila entre 0,136 y 0,200 W/m·K, lo que representa una reducción entre el 47 y el 69%. Para el alféizar, la reducción es de entre 0,094 y 0,133 W/m·K (51 a 72%), mientras que para el dintel con caja de persiana es de entre 0,766 y 0,869 W/m·K, con porcentajes superiores al 95%.

El análisis paramétrico de la resistencia térmica de la contraventana revela que, cuanto mayor es el valor de este parámetro, menor es la transmitancia térmica lineal del puente térmico. Para la jamba, la utilización de una contraventana con alta resistencia térmica puede alcanzar una reducción adicional de hasta 0,064 W/m·K, lo que representa un 22% con respecto a la solución sin contraventana. Para el caso del alféizar se obtienen resultados relativos similares, con reducciones de hasta el 21%, mientras que en el dintel con caja de persiana la reducción es de hasta 0,091 W/m·K (-11%).

El análisis de los resultados obtenidos en relación con la posición de la contraventana muestra que, cuando se emplean valores altos de R_{sh} , esto es, cuando la contraventana tiene una capacidad aislante significativa, la mejor posición es la intermedia, dado que se encuentra alineada con la capa de aislamiento térmico del muro, estableciéndose así una barrera de aislamiento casi continua y consecuentemente reduciéndose al máximo las pérdidas que la configuración geométrica del puente térmico provoca.

Con respecto al campo de temperaturas, se constata que la disposición de la contraventana disminuye el área de influencia del puente térmico. Así, la distancia a la que se extiende el flujo bidimensional en el cerramiento opaco se reduce entre 7 y 10 cm en el caso de la jamba, entre 20 y 30 cm en el alféizar y entre 15 y 20 cm en la caja de persiana.

La influencia de la contraventana en las temperaturas en torno al puente térmico se evalúa con el análisis del valor del factor de temperatura de la superficie interior, obteniéndose en todos los casos valores mayores que en la solución sin contraventana, siendo este aumento de hasta 0,098 en la jamba, hasta 0,060 en el alféizar y hasta 0,422 en el dintel con caja de persiana. El aumento de este factor posibilita tener una humedad relativa del aire en el interior del recinto superior a la que se podría mantener en caso de no disponer de contraventana, sin por ello aumentar el riesgo de condensaciones o de formación de mohos en el puente térmico. El aumento de esta humedad relativa puede llegar hasta el 10% en el caso de la jamba, del 6% para el alféizar y del 39% para la caja de persiana.

En régimen dinámico, los resultados revelan que la disposición de la contraventana aumenta el desfase y reduce la amplitud de la onda térmica con respecto a la solución sin contraventana. El aumento del desfase oscila entre 2,2 y 3,8 horas para la jamba y el alféizar, mientras que para el dintel con caja de persiana los valores son mayores, entre 4,7 y 7,2 horas. En cuanto a la amplitud, la reducción llega hasta el 48% en la jamba, 42% en el alféizar y el 92% en el dintel con caja de persiana.

En el análisis paramétrico de las diferentes variables en régimen dinámico se constata, por una parte, que cuanto mayor inercia térmica disponga una contraventana, mayores valores de desfase se consiguen. No obstante, esta mejora es relativamente pequeña (entre 0,5 y 1,0 horas según el puente térmico) en comparación con la mejora que una contraventana de inercia baja logra con respecto a la solución sin contraventana (entre 2,2 y 7,2 horas). Además, en lo que a amplitud se refiere, la diferencia entre contraventanas de inercia alta y baja, a igualdad del resto de parámetros, oscila entre el 1 y 3%.

Considerando la complejidad técnica y constructiva que podría suponer la contraventana de inercia térmica alta que se ha simulado, unido a su mayor coste económico que probablemente tendría, se concluye que, sopesando

conjuntamente los aspectos térmicos, constructivos y económicos, la contraventana de baja inercia térmica aporta una solución más equilibrada que otra de alta inercia térmica.

Por otra parte, en lo que a resistencia térmica se refiere, el aumento del valor de este parámetro en una contraventana conlleva el aumento del desfase (hasta un 21% en la jamba, 18% en el alféizar y el 100% en el dintel con caja de persiana) y la reducción de la amplitud (hasta 15% en la jamba, 13% en el alféizar y 7% en el dintel con caja persiana, con respecto a la solución sin contraventana).

En lo que respecta a la posición de la contraventana, en los casos de la jamba y el alféizar, los mayores valores de desfase y menores valores de amplitud se consiguen siempre con la contraventana alineada en la cara exterior de la fachada. La diferencia en el desfase entre las posiciones exterior e intermedia llega hasta el 12% en la jamba y el 15% en el alféizar y en la amplitud de hasta el 7% en la jamba y 8% en el alféizar, siempre con respecto a la solución sin contraventana.

En el caso del puente térmico de la caja de persiana, la posición que obtiene los mayores valores de desfase es, en la mayoría de los casos analizados, la exterior, mientras que es la posición intermedia la que menores valores de amplitud registra. La diferencia entre las posiciones intermedia y exterior es de hasta el 36% en el desfase y del 3% en la amplitud con respecto a la solución sin contraventana.

Del estudio de la temperatura en la cara interior del cerramiento en régimen dinámico se desprende que en todos los casos analizados, la disposición de la contraventana aumenta la temperatura superficial interior mínima a lo largo del periodo de tiempo analizado en hasta 1,7°C en la jamba, 1,5°C en el alféizar y de 6,6°C en el dintel con caja de persiana, siendo el aumento de $f_{R_{si}(din)}$ de hasta el 14% en la jamba, 11% en el alféizar y 84% en el dintel.

En términos absolutos, la contraventana que ofrece los mejores valores en cuanto a reducción del valor de transmitancia térmica lineal de los puentes térmicos de ventana y aumento del factor de temperatura superficial interior, es una contraventana de alta resistencia térmica en posición intermedia de la jamba.

En lo que a inercia térmica se refiere, la contraventana más adecuada debe ser estudiada en relación con la estrategia que se desee emplear para reducir el consumo energético del edificio, ya que, en función del clima, uso del edificio, cargas internas, etc., la solución óptima en cuanto al desfase y amplitud de la onda que se desea obtener puede ser muy variable. Así, a modo de ejemplo, si lo que se desea es aumentar el desfase y reducir la amplitud, la contraventana con valores altos de inercia y resistencia térmica se erigen como la solución más idónea.

No obstante, es necesario relativizar estas conclusiones si a la hora de elegir una contraventana se tienen en cuenta otros factores independientes del estudio propiamente térmico, como pueden ser el económico (coste material de la contraventana), el constructivo (complejidad de la solución, masa de la contraventana, etc.) y el estético-compositivo (ubicación de la contraventana dentro del hueco de ventana). En este sentido, es necesario reseñar que la diferencia máxima en comportamiento térmico entre las contraventanas analizadas es inferior a la diferencia entre cualquier contraventana y la solución sin contraventana; es decir, la mayor mejora en el comportamiento térmico se produce por el hecho de colocar una contraventana, más que por las características térmicas de la misma.



CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

5.1.- Introducción

La caracterización térmica en régimen estacionario y transitorio de los elementos que conforman la envolvente del edificio es un tema de especial interés para los profesionales de la arquitectura e ingeniería en el ámbito de la eficiencia energética en la edificación, de cara a conseguir el objetivo de construir edificios de consumo casi nulo.

El avance en el estudio de los parámetros que definen el comportamiento térmico del edificio contribuye a evaluar de forma cada vez más precisa aspectos como la demanda energética y el dimensionamiento de los equipos de climatización, a la vez que dota de mayores recursos al proyectista de cara a mejorar el diseño del edificio y optimizar estrategias de ahorro energético.

El objetivo de esta Tesis es el diseño de un sistema de contraventanas con aislamiento e inercia térmica, para lo cual se realiza previamente su caracterización térmica mediante análisis paramétricos a nivel de cerramiento, tanto en régimen estacionario como dinámico y posteriormente se evalúa su influencia en edificios residenciales

En este capítulo se presenta un resumen de las conclusiones obtenidas a partir de los estudios realizados en la Tesis. Asimismo, se establecen una serie de propuestas para futuras investigaciones que permitan avanzar en el conocimiento del comportamiento térmico de las contraventanas.

5.2.- Aportaciones y conclusiones

Las aportaciones fundamentales de esta Tesis han sido:

- Evaluación de la influencia de la contraventana en la transmitancia térmica del hueco de ventana mediante cálculo numérico y comparación con los métodos analíticos existentes.
- Evaluación de la influencia de la contraventana en los puentes térmicos de ventana.
- Diseño de contraventanas con resistencia e inercia térmica y evaluación de su influencia en la demanda energética de edificios residenciales.

A continuación se presentan los resultados o conclusiones obtenidas en cada uno de las aportaciones.

Evaluación de la influencia de la contraventana en la transmitancia térmica de la ventana

- Se ha analizado la resistencia térmica adicional (ΔR) que proporciona una contraventana exterior estanca con un método numérico, bajo diferentes combinaciones de parámetros que abarcan la mayoría de las situaciones que se pueden presentar en un edificio real, con el objetivo de proporcionar información al proyectista a la hora de escoger los parámetros de la contraventana que optimicen su comportamiento térmico.

La emisividad de las superficies que delimitan la cámara de aire se erige como el factor principal de variación del valor de ΔR , ya que el aumento

de ΔR que se puede alcanzar al reducir este parámetro llega hasta $0,67 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (+146%).

En relación a la cámara de aire, el aumento de su espesor provoca un aumento de ΔR que puede llegar hasta $+0,53 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (+89%). Este aumento se produce principalmente en el paso de cámara de 1 a 5 cm, mientras que el aumento máximo de ΔR entre espesores de 5 a 35 cm es menor ($0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$).

La reducción de la transmitancia térmica de la ventana lleva asociado un incremento de ΔR de hasta $+0,10 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (+13%).

En cuanto a la estación climática, la comparación no es concluyente ya que ΔR es mayor en verano o invierno en función de la emisividad. Por el contrario, sí se constata que ΔR es mayor cuanto menor es la severidad climática. La diferencia que se produce al variar este parámetro llega hasta $+0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (+16%).

- Se han evaluado las diferencias entre los resultados del método numérico y los que se obtienen con los métodos analíticos de las normas UNE EN ISO 10077-1:2010 y UNE EN ISO 6946:2012.

La norma ISO 10077-1 proporciona unas desviaciones contenidas para emisividades bajas ($\pm 0,07 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) y medias ($\pm 0,11 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$), sobre todo teniendo en cuenta la sencillez y rapidez con las que se obtienen los valores, por lo que podría considerarse como una alternativa válida al método numérico para estudios en los que no se exija un grado de precisión muy elevado.

Por su parte, las desviaciones aportadas con la norma ISO 6946 son siempre menores a la ISO 10077-1, si bien como inconveniente hay que señalar la necesidad de realizar un cálculo iterativo para obtener los

valores, lo que ralentiza y dificulta la obtención de resultados con respecto a esta última. Para determinados rangos de parámetros (cámaras de aire hasta 15 cm con emisividades bajas y hasta 5 cm con emisividades medias), la precisión obtenida con la norma ISO 6946 es lo suficientemente alta ($\pm 0,02 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) como para poder utilizarse como alternativa al método numérico incluso en estudios en los que se requiera una alta precisión en los valores de ΔR .

Los dos métodos analíticos arrojan desviaciones importantes cuando se estudian soluciones con emisividades bajas, por lo que ninguna de las normas ISO analizadas se consideran aptas para evaluar este tipo de casos. Por ello, los estudios con emisividades bajas se deberían realizar utilizando únicamente métodos numéricos.

Evaluación de la influencia de la contraventana en los puentes térmicos de ventana

- Se ha analizado la influencia que una contraventana exterior estanca ejerce en los puentes térmicos de la ventana (jamba, alféizar y dintel con caja de persiana), tanto en régimen estacionario como transitorio, según la metodología establecida en la norma UNE-EN ISO 10211 y empleando para ello una herramienta de simulación mediante volúmenes finitos.
- En régimen estacionario, los resultados muestran que la contraventana reduce la transmitancia térmica lineal de los puentes térmicos de ventana entre 0,094 y 0,869 W/m·K, lo que representa entre un 47% y 105% con respecto a la solución sin contraventana. De estos resultados, resulta significativo el hecho de que incluso con la contraventana con peores prestaciones térmicas es posible lograr reducciones considerables.

Para maximizar el efecto aislante de la contraventana en el puente térmico, es importante dotarla de resistencia térmica alta y disponerla en el hueco de ventana de forma que forme una barrera lo más continua posible con el aislamiento térmico del muro de fachada, pudiéndose obtener de esta forma reducciones adicionales en el valor de ψ de hasta el 22%.

- En régimen dinámico, se constata que la contraventana aumenta el desfase y reduce la amplitud de la onda térmica que atraviesa el puente térmico. El aumento de los desfases obtenidos oscila entre 2 y 7 horas, mientras que la reducción de la amplitud puede llegar hasta el 92%.

Al igual que en el análisis estacionario, resulta significativa la influencia que ejercen incluso las contraventanas con peores prestaciones térmicas, constatándose que la mayor influencia en el comportamiento térmico se produce por el hecho de colocar una contraventana, más que por las características térmicas de la misma.

Aún así, si el propósito del proyectista es retardar y atenuar la onda térmica lo máximo posible, la contraventana deberá disponer de alta inercia, además de una resistencia térmica elevada y preferentemente alineada con la cara exterior de fachada.

- La disposición de la contraventana afecta al campo de temperaturas de dos formas. Por una parte, se disminuye el área de influencia del puente térmico en el muro de fachada. Por otro, se aumenta el factor de temperatura superficial interior, tanto en régimen estacionario ($f_{R_{si}}$) como en dinámico ($f_{R_{si}(din)}$), lo que posibilita disponer de una humedad relativa en el interior del edificio, según los cálculos, de hasta un 39% superior sin que por ello aumente el riesgo de aparición de mohos o condensaciones en los puentes térmicos.

Diseño de contraventanas e influencia en la demanda energética de edificios

- Se ha propuesto un nuevo diseño de contraventana que utiliza diferentes recursos para mejorar la eficiencia energética de un edificio residencial y se ha evaluado su influencia en la demanda energética anual. A la contraventana se le ha dotado de inercia y de resistencia térmica y opera tanto en el periodo diurno, cuando la contraventana se encuentra abierta, como durante la noche.
- Se ha obtenido que la utilización de la contraventana diseñada es una solución eficaz en épocas de demanda de calefacción con climas fríos y muy fríos, ya que aporta una reducción de demanda de calefacción anual de hasta el 37%, que es una reducción un 10% superior a la que se conseguiría sustituyendo las ventanas existentes por otras con las mejores prestaciones térmicas del mercado.

Para inviernos muy suaves, la repercusión es muy baja, mientras que para épocas de verano en cualquier tipo de clima peninsular está contraindicada por provocar un aumento de la demanda de refrigeración.

- Se ha constatado que la contraventana es más eficaz en edificios poco aislados, por lo que este elemento se erige como una solución especialmente indicada para rehabilitación, con la ventana añadida de que para colocarlas no es necesario sustituir ni eliminar ningún elemento de la envolvente.
- Se ha obtenido que la reducción de la demanda de calefacción es mayor cuanto más alta es la severidad climática de invierno, por lo que resulta una opción adecuada para climas muy fríos.

- Se ha evaluado de forma individual la influencia de cada uno de los recursos incorporados a la contraventana. La mayor contribución a la reducción de demanda la aporta la resistencia térmica de la contraventana (entre 41 y 51%), seguida del aislamiento de puentes térmicos (entre 27 y 36%) y las cámara de aire que la contraventana genera (entre 21 y 23%). Se constata, por tanto, que todos los recursos contribuyen de una forma significativa al ahorro energético.

Por periodos del día, los recursos que operan con la contraventana abierta pueden llegar a suponer un 23% del total de reducción de la demanda. Estos resultados confirman la idoneidad de las estrategias implantadas para el periodo diurno.

- Se ha evaluado la influencia de la inercia de la contraventana en la demanda de calefacción. Su funcionamiento se basa en la acumulación de la energía solar durante el día para cederla al interior del edificio por la noche.

Desde el punto de vista energético, se puede entender como un sistema de aprovechamiento de la energía solar que reduce la demanda de calefacción sin requerir suministro de electricidad o combustible para su funcionamiento.

Desde el punto de vista constructivo, es un sistema completamente integrado en la envolvente arquitectónica y que aporta al edificio un sistema de aprovechamiento solar sin la complejidad y gastos de mantenimiento que presentan otros sistemas (solar térmico, fotovoltaico).

No obstante, los resultados muestran que para que su influencia sea significativa, es necesario que la contraventana disponga de una capacidad calorífica elevada, que esté dispuesta en fachadas sur y

oeste con amplia superficie de ventanas y que el periodo de calefacción nocturno sea lo más prolongado posible. Su uso, por tanto, resultaría especialmente conveniente en edificios con uso continuo las 24 horas del día o al menos durante todo el periodo nocturno.

- Se ha constatado la idoneidad de este sistema para la rehabilitación de edificios, ya que además de su mejor comportamiento en edificios poco aislados, su colocación no implica la sustitución o alteración de la envolvente existente y se elimina la afección de las obras en el interior de las viviendas.

5.3.- Futuras líneas de investigación

La presente Tesis abre una serie de líneas de investigación de cara a profundizar en el estudio de las contraventanas como elemento destinado a mejorar la eficiencia energética del edificio:

- Obtener una ecuación analítica que proporcione resultados precisos de ΔR para valores bajos de emisividad, ya que los métodos analíticos de las normas ISO aportan desviaciones importantes bajo estas hipótesis de cálculo. El método más adecuado para llevar a cabo este estudio es el análisis estadístico por regresión. El objetivo sería incorporar la ecuación a una hoja de cálculo de forma que al introducir las variables independientes se obtenga directamente el valor de ΔR .
- Realizar un prototipo de contraventana basado en el diseño propuesto en el CAPÍTULO 4 y llevar a cabo ensayos en régimen dinámico bajo condiciones reales para validar experimentalmente el modelo numérico y las simulaciones realizadas.

- Considerar medidas para incrementar la resistencia térmica de la contraventana a través de la incorporación de nuevos materiales, por ejemplo, de paneles de aislamiento mediante vacío (Vacuum Insulation Panels), que tienen una conductividad térmica entre 4 y 5 veces inferior al tipo de aislamiento considerado en esta Tesis.
- Estudiar la sustitución de aislamiento convencional de la contraventana por sistemas de aislamiento transparente, con el fin de posibilitar el cierre de la misma durante el día sin afectar de forma significativa a la iluminación natural de los recintos.
- Estudiar el efecto que tendría la sustitución del agua como material de la masa térmica por materiales de cambio de fase (PCM) y evaluar la diferencia existente entre ambos sistemas de acumulación de energía.
- Realizar un Análisis de Ciclo de Vida de la contraventana para determinar el impacto ambiental del elemento de una forma global.
- Determinar el comportamiento térmico de la contraventana en climas con severidad climática de invierno aún más alta que las estudiadas en esta Tesis, para comprobar si los resultados mantienen la tendencia de reducción de demanda calculada en el presente estudio.
- Estudiar la influencia que la contraventana ejerce en la temperatura superficial interior de los muros opacos, puentes térmicos y huecos de fachada de un recinto y, por tanto, en el confort térmico del recinto.
- Diseñar una alternativa de contraventana con recursos destinados a obtener una reducción de demanda durante periodos de demanda de refrigeración.



REFERENCIAS

Referencias

1. AENOR 2012a, UNE EN ISO 6946: Componentes y elementos para la edificación. Resistencia térmica y transmitancia térmica. Método de cálculo.
2. AENOR 2012b, UNE-EN ISO 10077-2. Prestaciones térmicas de ventanas, puertas y persianas. Cálculo del coeficiente de transmitancia térmica. Parte 2: Método numérico para los marcos.
3. AENOR 2012c, UNE-EN ISO 10211. Puentes térmicos en la edificación. Flujos de calor y temperaturas superficiales. Cálculos detallados.
4. AENOR 2012d, UNE-EN ISO 10456. Materiales y productos para la edificación. Propiedades higrotérmicas. Valores tabulados de diseño y procedimientos para la determinación de los valores térmicos declarados y de diseño.
5. AENOR 2011a, UNE-EN 673: Vidrio en la construcción. Determinación del coeficiente de transmisión térmica (valor U). Método de cálculo.
6. AENOR 2011b, UNE-EN ISO 14683 Puentes térmicos en la edificación. Transmitancia térmica lineal. Métodos simplificados y valores por defecto.
7. AENOR 2010, UNE-EN ISO 10077-1: Comportamiento térmico de ventanas, puertas y persianas. Cálculo de la transmitancia térmica. Parte 1: Generalidades.
8. AENOR 2005, UNE-EN 12412-2: Eficiencia térmica de ventanas, puertas y persianas. Determinación de la transmitancia térmica mediante el método de la caja caliente. Parte 2: Marcos.
9. AENOR 2002, UNE-EN ISO 13788. Características higrotérmicas de los elementos y componentes de edificación. Temperatura superficial interior para evitar la humedad superficial crítica y la condensación intersticial. Métodos de cálculo.
10. AICIA 2009, Condiciones de aceptación de Procedimientos alternativos a LIDER y CALENER, Madrid.
11. Alawadhi, E.M. 2012, "Using phase change materials in window shutter to reduce the solar heat gain", Energy and Buildings, vol. 47, no. 0, pp. 421-429.
12. Al-Temeemi, A. 1995, "Climatic design techniques for reducing cooling energy consumption in Kuwaiti houses", Energy and Buildings, vol. 23, no. 1, pp. 41-48.
13. Ansys Inc. 2005, Fluent Version 6.2-User's Guide, USA.

14. Artmann, N., Manz, H. & Heiselberg, P. 2007, "Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe", *Applied Energy*, vol. 84, no. 2, pp. 187-201.
15. Augenbroe, G. 2002, "Trends in building simulation", *Building and Environment*, vol. 37, no. 8–9, pp. 891-902.
16. Bajorek, S. & Lloyd, J. 1982, "Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures", *Journal of Heat Transfer*, vol. 104, pp. 527-532.
17. Bastien, D. & Athienitis, A.K. 2015, "Methodology for selecting fenestration systems in heating dominated climates", *Applied Energy*, vol. 154, no. 0, pp. 1004-1019.
18. Bastien, D. & Athienitis, A.K. 2012, "A Control Algorithm for Optimal Energy Performance of a Solarium/Greenhouse with Combined Interior and Exterior Motorized Shading", *Energy Procedia*, vol. 30, no. 0, pp. 995-1005.
19. Bellemare, C. 1986, "INFLUENCE OF AIR CONVECTION ON THERMAL RESISTANCE OF MOVABLE INSULATION FOR WINDOWS" in *Intersol Eighty Five*, ed. E.B.G.T. HOLLANDS, Pergamon, Oxford, pp. 239-243.
20. Berkovsky, B.M. & Polevikov, V.K. 1977, "Numerical study of problems on high-intensive free convection", *Heat Transfer and Turbulent Buoyant Convection*, vol. II, pp. 443-445.
21. Blondeau, P., Sperandio, M. & Allard, F. 1997, "Night ventilation for building cooling in summer", *Solar Energy*, vol. 61, no. 5, pp. 327-335.
22. Bojic, M. & Yik, F. 2005, "Cooling energy evaluation for high-rise residential buildings in Hong Kong", *Energy and Buildings*, vol. 37, no. 4, pp. 345-351.
23. Cappelletti, F., Gasparella, A., Romagnoni, P. & Baggio, P. 2011, "Analysis of the influence of installation thermal bridges on windows performance: The case of clay block walls", *Energy and Buildings*, vol. 43, no. 6, pp. 1435-1442.
24. Cener & Efinovatic 2015, *Manual de usuario de calificación energética de edificios existentes CE3X*, IDAE, Madrid.
25. Çengel, Y.A. 2007, *Transferencia de calor y masa*, 3ª edn, McGraw-Hill/Interamericana de Mexico.
26. Ceylan, H.T. & Myers, G.E. 1980, "Long-time Solutions to Heat Conduction Transients with Time-Dependent Inputs", *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 102, no. 1, pp. 115-120.

27. Chan, Y.L. & Tien, C.L. 1985, "A numerical study of two-dimensional laminar natural convection in shallow open cavities", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, no. 3, pp. 603-612.
28. Claridge, D. 1977, "Window management and energy savings", *Energy and Buildings*, vol. 1, no. 1, pp. 57-63.
29. Dalal, R., Naylor, D. & Roeleveld, D. 2009, "A CFD study of convection in a double glazed window with an enclosed pleated blind", *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 11, pp. 1256-1262.
30. Davies, M.G. 1996, "A Time-domain Estimation of Wall Conduction TransferFunction Coefficients", , ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (UnitedStates), pp. (No. CONF-960254-).
31. DesignBuilder Software Ltd "DesigBuilder" (<http://www.designbuilder.co.uk>).
32. Dieleman, J. & Kempkes, F. 2006, "Energy screens in tomato: determining the optimal opening strategy.", *Acta Horticulturae*, vol. 718, pp. 599-606.
33. dos Santos, G.H., Mendes, N. & Philippi, P.C. 2009, "A building corner model for hygrothermal performance and mould growth risk analyses", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 21–22, pp. 4862-4872.
34. EDP 2017. Mercado libre. Precios gas. Available: <http://www.edpenergia.es/es/hogares/gas-y-electricidad/precios> [9/4/2017].
35. ElSherbiny, S.M., Raithby, G.D. & Hollands, K.G.T. 1982, "Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers J. Heat Transfer, Trans, ASEM, vol.104, 1982, p. 96.", *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 104, pp. 96.
36. Erhorn-Kluttig, H., Citterio, M. & Cocco, M. 2008, "Thermal bridges in the EBPD context.", *ASIEPI information paper*.
37. Escudero, C., Martin, K., Erkoreka, A., Flores, I. & Sala, J.M. 2013, "Experimental thermal characterization of radiant barriers for building insulation", *Energy and Buildings*, vol. 59, pp. 62-72.
38. European Commission 2011a, *Energy Efficiency Plan 2011*, Brussels.
39. European Commission 2011b, *Impact assessment accompanying document to the Energy Efficiency Plan 2011*.
40. European Commission 2010a, *Energy 2020: A strategy for competitive, sustainable and secure energy*. Communication from the commission to the European Parliament, the council, the European economic and social Committee and the committee of the regions, Brussels.

41. European Commission 2010b, Europe 2020: A strategy for smart, sustainable and inclusive growth, Brussels.
42. European Commission 2008, Energy efficiency: delivering the 20% target.
43. European Parliament 2010, Directive 2010/31/EU of 19 May 2010 on the energy performance of buildings.
44. Evola, G., Margani, G. & Marletta, L. 2014, "Cost-effective design solutions for low-rise residential Net ZEBs in Mediterranean climate", Energy and Buildings, vol. 68, Part A, no. 0, pp. 7-18.
45. F-Chart Software LLC 2016, Engineering Equation Solver (EES).
46. Friess, W.A., Rakhshan, K., Hendawi, T.A. & Tajerzadeh, S. 2012, "Wall insulation measures for residential villas in Dubai: A case study in energy efficiency", Energy and Buildings, vol. 44, no. 0, pp. 26-32.
47. Gan, G. 2006, "Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation", Energy and Buildings, vol. 38, no. 5, pp. 410-420.
48. García, A. 2009, Integración de los puentes térmicos en la simulación térmica de edificios. Tesis doctoral.
49. Geros, V., Santamouris, M., Tsangrasoulis, A. & Guarracino, G. 1999, "Experimental evaluation of night ventilation phenomena", Energy and Buildings, vol. 29, no. 2, pp. 141-154.
50. Givoni, B. 1998, "Effectiveness of mass and night ventilation in lowering the indoor daytime temperatures. Part I: 1993 experimental periods", Energy and Buildings, vol. 28, no. 1, pp. 25-32.
51. Glass for Europe 2011, The Low-Carbon economy: concrete and robust measures to renovate Europe's buildings or another chimera?, Press release, Brussels.
52. Gomez, I. 2006, Caracterización higroscópica de materiales de construcción: arcilla aligerada y picón. Tesis doctoral
53. Harish, V.S.K.V. & Kumar, A. 2016, "A review on modeling and simulation of building energy systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 56, pp. 1272-1292.
54. International Energy Agency 2012, "World Energy Outlook 2012, Organisation for Economic Cooperation and Development (OECD)", Paris, France.
55. ISO 2012, ISO 10077-2:2012. Thermal performance of windows, doors and shutters. Calculation of thermal transmittance. Part 2: Numerical method for frames.

56. Jeanjean, A., Olives, R. & Py, X. 2013, "Selection criteria of thermal mass materials for low-energy building construction applied to conventional and alternative materials", *Energy and Buildings*, vol. 63, no. 0, pp. 36-48.
57. Kooli, S., Bouadila, S., Lazaar, M. & Farhat, A. 2015, "The effect of nocturnal shutter on insulated greenhouse using a solar air heater with latent storage energy", *Solar Energy*, vol. 115, no. 0, pp. 217-228.
58. Lawrence Berkeley National Laboratory DOE-2, (<http://simulationresearch.lbl.gov>).
59. MacGregor, R.K. & Emery, A.P. 1969, "Free convection through vertical plane layers: moderate and high Prandtl number fluids", *Journal of Heat Transfer*, vol. 91, pp. 391.
60. Maile, T., Bazjanac, V. & Fischer, M. 2012, "A method to compare simulated and measured data to assess building energy performance", *Building and Environment*, vol. 56, no. 0, pp. 241-251.
61. Marsh, L., Albright, L. & Langhans, R. 1984, "Strategies for controlling greenhouse thermal screens", *Acta Horticulturae*, vol. 148, pp. 453-460.
62. Martin, K., Erkoreka, A., Flores, I., Odriozola, M. & Sala, J.M. 2011, "Problems in the calculation of thermal bridges in dynamic conditions", *Energy and Buildings*, vol. 43, no. 2-3, pp. 529-535.
63. Ministerio de Fomento 2014, Puentes térmicos. Documento de Apoyo al Documento Básico DB-HE Ahorro de energía.
64. Ministerio de Fomento 2013, Código Técnico de la Edificación. HE: Ahorro de energía.
65. Ministerio de Vivienda 2015, Herramienta Unificada Lider-Calener (HULC).
66. Ministerio de Vivienda 2007, LIDER.
67. Ministerio de Vivienda 2006, Código Técnico de la Edificación. HE1: Ahorro de Energía.
68. Morales Sanchez, J. & de Giles Dubois, S. 2003-2007, Rehabilitación de cinco viviendas y un local. Barrio del Pópulo. Cádiz, Junta de Andalucía, <http://moralesdegiles.com/projects/housing-in-el-populo/>.
69. Muneer, T., Abodahab, N., Weir, G. & Kubie, J. 2000, *Windows in Buildings: Thermal, Acoustic, Visual and Solar Performance*. Architectural Press, Oxford.

70. Nguyen, A., Reiter, S. & Rigo, P. 2014, "A review on simulation-based optimization methods applied to building performance analysis", *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1043-1058.
71. Oleskowicz-Popiel, C. & Sobczak, M. 2014, "Effect of the roller blinds on heat losses through a double-glazing window during heating season in Central Europe", *Energy and Buildings*, vol. 73, no. 0, pp. 48-58.
72. Ouyang, K. & Haghghat, F. 1991, "A procedure for calculating thermal response factors of multi-layer walls—State space method", *Building and Environment*, vol. 26, no. 2, pp. 173-177.
73. Oxford dictionaries *The Oxford Dictionary of Current English*, Oxford University Press, 2009.
74. Pedersen, C.O., Fisher, D.E. & Liesen, R.J. 1997, "Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads", *ASHRAE Trans.*, vol. 103, no. 2.
75. Physibel 2002, KOBRA. Computer program to query an atlas of building details on their thermal behaviour (Two-dimensional steady state), Bélgica.
76. Porritt, S.M., Cropper, P.C., Shao, L. & Goodier, C.I. 2012, "Ranking of interventions to reduce dwelling overheating during heat waves", *Energy and Buildings*, vol. 55, no. 0, pp. 16-27.
77. Ramesh, N. & Merzkirch, W. 2001, "Combined convective and radiative heat transfer in side-vented open cavities", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 22, no. 2, pp. 180-187.
78. Real Academia Española 2014, *Diccionario de la lengua española*, 23ª Ed.
79. Seem, J.E. 1987, *Modeling of Heat Transfer in Buildings*, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, WI.
80. Sefcik, D.M., Webb, B.W. & Heaton, H.S. 1991, "Analysis of natural convection in vertically-vented enclosures", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, no. 12, pp. 3037-3046.
81. Seginer, I. & Albright, L. 1980, "Rational operation of greenhouse thermal curtains.", *Transactions of the ASABE*, vol. 23, no. 5, pp. 1240-1245.
82. Shariah, A., Shalabi, B., Rousan, A. & Tashtoush, B. 1998, "Effects of absorptance of external surfaces on heating and cooling loads of residential buildings in Jordan", *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 3-4, pp. 273-284.
83. Shurcliff, W.A. 1980, *Thermal shutters and shades*, Rickhouse, Andover, MA.

84. Siemens 2016, Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. Star CCM+.
85. Silva, T., Vicente, R., Rodrigues, F., Samagaio, A. & Cardoso, C. 2015a, "Development of a window shutter with phase change materials: Full scale outdoor experimental approach", *Energy and Buildings*, vol. 88, no. 0, pp. 110-121.
86. Silva, T., Vicente, R., Rodrigues, F., Samagaio, A. & Cardoso, C. 2015b, "Performance of a window shutter with phase change material under summer Mediterranean climate conditions", *Applied Thermal Engineering*, vol. 84, no. 0, pp. 246-256.
87. Sinnesbichler, H., Erhorn, H., Nimtsch, A., Lindauer, E. & Haag, G. 2007, Further development and evaluation of technologies and of evaluation methods for improving the overall energy efficiency of buildings (EnEff06).
88. Stein, C. 1977, "Energy and the art of architecture", *Energy and Buildings*, vol. 1, no. 2, pp. 106-116.
89. Stevens, J. 2007, *A Dictionary of Architecture and Landscape Architecture* 2nd edn, Oxford.
90. Strand, R., Pedersen, C., Fisher, D., Liesen, R., Taylor, R., Huang, J., Winkelmann, F., Buhl, F., Crawley, S. & Lawrie, L. 1999, *Proceedings of Building Simulation*, vol. II, pp. 653-660.
91. Strand, R.K. 1995, *Heat Source Transfer Functions and Their Application to Low Temperature Radiant Heating Systems*, Ph.D. Thesis., University of Illinois, Urbana, IL.
92. Suleiman, B.M. 2011, "Estimation of U-value of traditional North African houses", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 11–12, pp. 1923-1928.
93. Sun, F. 2013, "Achieving suitable thermal performance in residential buildings in different climatic regions of China", *Energy and Buildings*, vol. 67, no. 0, pp. 11-21.
94. Tavares, P.F.d.A.F. & Martins, A.M.d.O.G. 2007, "Energy efficient building design using sensitivity analysis. A case study", *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 1, pp. 23-31.
95. Theodosiou, T.G. & Papadopoulos, A.M. 2008, "The impact of thermal bridges on the energy demand of buildings with double brick wall constructions", *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 11, pp. 2083-2089.
96. Thermafin 2006. "Thermafin, Holding, LLC. (www.thermafin.com)".
97. Thermal Energy System Specialists. TRaNsient SYstem Simulation Program (TRNSYS), (<http://sel.me.wisc.edu/trnsys>).

98. Todorovic, B. 1987, "The effect of the changing shade line on the cooling load calculations." in "Practical applications for coolingload calculations.", ed. ASHRAE,
99. Todorovic, B. & Curcija, D. 1984, "Calculative procedure for estimating cooling loads influenced by window shading, using negative cooling load method.", ASHRAE Transactions, vol. 2, no. 662.
100. U.S. Department of Energy 1996-2017, EnergyPlus, (<http://www.energyplus.gov>).
101. U.S. Department of Energy 1996-2015, EnergyPlus Documentation.Engineering Reference.The Reference to EnergyPlus Calculations, https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel_custom/pdfs/pdfs_v8.6.0/EngineeringReference.pdf.
102. University of Strathclyde ESP-r, (<http://www.strath.ac.uk/esru/>).
103. Vereecken, E. & Roels, S. 2012, "Review of mould prediction models and their influence on mould risk evaluation", Building and Environment, vol. 51, pp. 296-310.
104. Verhoeff, A.P. & Burge, H.A. 1997, "Health Risk Assessment of Fungi in Home Environments", Annals of Allergy, Asthma & Immunology, vol. 78, no. 6, pp. 544-556.
105. Wang, H. & Zhai, Z.(. 2016, "Advances in building simulation and computational techniques: A review between 1987 and 2014", Energy and Buildings, vol. 128, pp. 319-335.
106. Wang, S. & Chen, Y. 2003, "Transient heat flow calculation for multilayer constructions using a frequency-domain regression method", Building and Environment, vol. 38, no. 1, pp. 45-61.
107. Whang, S. & Kim, S. 2014, "Determining sustainable design management using passive design elements for a zero emission house during the schematic design", Energy and Buildings, vol. 77, no. 0, pp. 304-312.
108. Yazicioglu, F. 2013, "A Comparative Analysis of the Energy Performance of Traditional Wooden Shutters and Contemporary Aluminium Roller Shutters in Istanbul, a Case Study", Energy Procedia, vol. 42, no. 0, pp. 483-492.
109. Yu, E. & Joshi, Y. 1997, "A numerical study of three-dimensional laminar natural convection in a vented enclosure", International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 18, no. 6, pp. 600-612.
110. Zaheer-Uddin, M. 1990, "Dynamic effects of thermal shutters", Building and Environment, vol. 25, no. 1, pp. 33-35.

111. Zaheer-Uddin, M. 1987, "The influence of automated window shutters on the design and performance of a passive solar house", *Building and Environment*, vol. 22, no. 1, pp. 67-75.
112. Zhai, Z.(. & Previtali, J.M. 2010, "Ancient vernacular architecture: characteristics categorization and energy performance evaluation", *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 3, pp. 357-365.
113. Zinzi, M., Carnielo, E. & Agnoli, S. 2012, "Characterization and assessment of cool coloured solar protection devices for Mediterranean residential buildings application", *Energy and Buildings*, vol. 50, no. 0, pp. 111-119.



ANEXO A

FUNDAMENTOS FÍSICOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CONTRAVENTANAS Y FORMULACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO

ANEXO A

FUNDAMENTOS FÍSICOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CONTRAVENTANAS Y FORMULACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO

A.1. Fundamentos físicos de la transmisión de calor en contraventanas

La interacción energética entre el interior y el exterior de un edificio está condicionada por la envolvente del edificio. Aunque varíe la naturaleza y composición del cerramiento, esta interacción siempre se produce habitualmente mediante los tres mecanismos existentes de transmisión de calor: conducción, convección y radiación.

A continuación se analizan los fenómenos físicos que, a nivel de transferencia de calor, operan en una contraventana. Con el fin de simplificar la formulación matemática para entender el comportamiento físico del cerramiento en sus aspectos esenciales de transmisión de calor, se considerará la ausencia de infiltraciones entre la contraventana y la cavidad de aire existente entre la contraventana y la ventana.

Para ello, se considera un hueco de fachada protegido por una contraventana opaca (**Fig. A.1**). Con el fin de examinar pormenorizadamente los mecanismos físicos de transmisión de calor, se analiza el cerramiento según tres fases:

- Transmisión de calor entre el ambiente exterior y la cara interior de la contraventana.
- Transmisión de calor entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana.
- Transmisión de calor entre la cara exterior de la ventana y el ambiente interior.

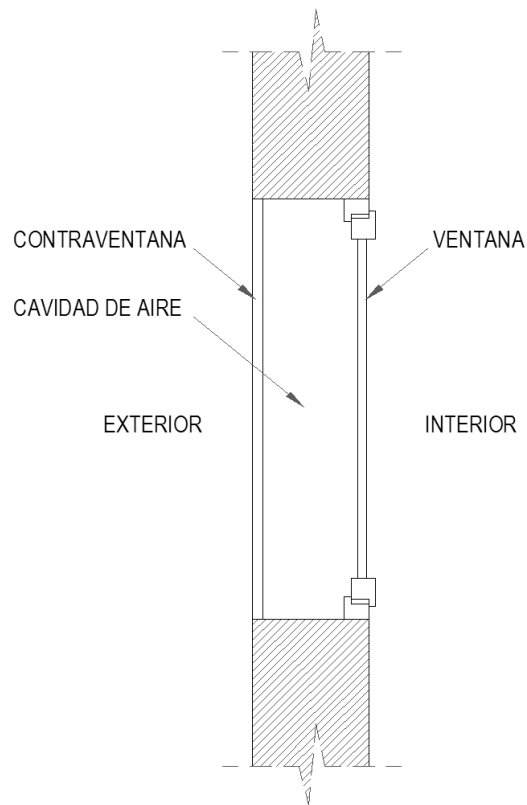


Fig. A.1: Sección transversal de hueco de ventana con contraventana

El planteamiento físico y desarrollo matemático de cada una de las fases se realizará siguiendo el esquema habitual recogido en la literatura científica (Çengel 2007).

A.1.1. Transmisión de calor entre el ambiente exterior y la cara interior

En este proceso, es el propio elemento constructivo de la contraventana el que posibilita que las condiciones térmicas de la cavidad de aire sean diferentes de las condiciones exteriores. Dado que la contraventana es un elemento sólido, el mecanismo de transferencia de calor que opera a través de ella es el de conducción.

La contraventana se puede asimilar a una pared delgada grande, de forma que la conducción de calor es predominante en una dirección (eje x – perpendicular al plano de fachada) y despreciable en las restantes.

Considerando la contraventana de un único material homogéneo, se analiza un elemento de volumen delgado, de espesor Δx (**Fig. A.2**).

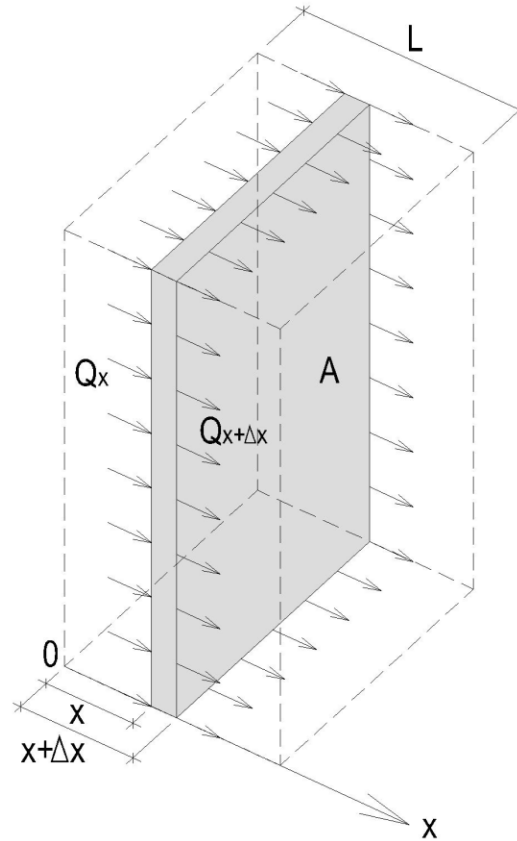


Fig. A.2: Conducción a través de un elemento de volumen delgado

siendo:

$A = A_{x+\Delta x}$: área del elemento considerado en la dirección perpendicular a la transferencia de calor

ρ : densidad

c : calor específico

El balance de energía sobre este elemento en un periodo de tiempo Δt se puede expresar mediante la ecuación **(A.1)**:

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} + \dot{E}_{g,e} = \frac{\Delta E_e}{\Delta t} \quad (\text{A.1})$$

siendo:

\dot{Q}_x : Razón de conducción de calor que entra en la dirección x

$\dot{Q}_{x+\Delta x}$: Razón de conducción de calor que sale en la dirección x

$\dot{E}_{g,e}$: Velocidad de generación de calor en el interior del elemento

$\frac{\Delta E_e}{\Delta t}$: Razón de cambio del contenido de energía del elemento

A su vez, los términos ΔE_e y $\dot{E}_{g,e}$ pueden expresarse según las ecuaciones **(A.2)**, **(A.3)**, respectivamente:

$$\Delta E_e = E_{t+\Delta t} - E_t = m \cdot c \cdot (T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho \cdot c \cdot A \cdot \Delta x \cdot (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad (\text{A.2})$$

$$\dot{E}_{g,e} = \dot{E}_g \cdot V_e = \dot{E}_g \cdot A \cdot \Delta x \quad (\text{A.3})$$

lo que, sustituyendo en la ecuación **(A.1)** queda:

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} + \dot{e}_g \cdot A \cdot \Delta x = \rho \cdot c \cdot A \cdot \Delta x \cdot \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad (\text{A.4})$$

Dividiendo entre $A \cdot \Delta x$

$$-\frac{1}{A} \cdot \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} + \dot{e}_g = \rho \cdot c \cdot \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad (\text{A.5})$$

para $\Delta x \rightarrow 0$; $\Delta t \rightarrow 0$;

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{e}_g = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A.6})$$

donde

k : Conductividad térmica del material

Por otra parte, aplicando el concepto de derivada a la ley de Fourier de la conducción de calor, se obtiene la ecuación **(A.7)**:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial X} \right) \quad (\text{A.7})$$

Con lo que la ecuación unidimensional de conducción de calor en régimen transitorio en una pared delgada grande es:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\dot{e}_g}{k} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A.8})$$

Considerando k como conductividad térmica constante para un valor medio de temperatura, y definiendo la difusividad térmica (α) según la ecuación **(A.9)**:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c} \quad (\text{A.9})$$

Se obtiene la ecuación **(A.10)**:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{e}_g}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A.10})$$

En el caso de que no exista generación de calor ($\dot{e}_g = 0$), la expresión se reduce a la ecuación **(A.11)**:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A.11})$$

Para que las ecuaciones diferenciales que rigen el proceso de transferencia de calor incluyan información sobre las condiciones térmicas de los contornos del elemento analizado, es necesario definir las condiciones iniciales o de frontera. Las condiciones de frontera aplicables dependerán de cada caso concreto, siendo las más habituales las de:

- flujo específico de calor
- temperatura específica
- convección
- radiación
- interfase

No obstante, en las condiciones de frontera habituales en el cerramiento de una edificación, los tipos anteriores suelen aparecer combinados, siendo la más habitual la condición de frontera combinada de convección y radiación.

Así, en una contraventana expuesta al aire exterior por una de sus caras y al interior de la cavidad de aire en la otra cara, las condiciones de frontera se pueden definir mediante las siguientes ecuaciones:

$$-k \cdot \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = h_e \cdot [T_{\infty, e} - T(0, t)] + \varepsilon_e \cdot \sigma \cdot [T_{sup, e}^4 - T(0, t)^4] \quad (\text{A.12})$$

$$-k \cdot \frac{\partial T(L, t)}{\partial x} = h_i \cdot [T(L, t) - T_{\infty, i}] + \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot [T(L, t)^4 - T_{sup, i}^4] \quad (\text{A.13})$$

siendo:

h_e : coeficientes de transferencia de calor por convección exterior

h_i : coeficientes de transferencia de calor por convección interior

$T_{\infty, e}$: temperatura del aire exterior

$T_{\infty, i}$: temperatura del aire en la cavidad de aire interior

$T_{sup, e}$: temperatura de las superficies circundantes del exterior

$T_{sup, i}$: temperatura de las superficies circundantes del interior de la cavidad de aire

ε_e : emisividad de la superficie exterior de la contraventana

ε_i : emisividad de la superficie interior de la contraventana

L : espesor de la contraventana

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

La ecuación **(A.13)** define una transferencia de calor entre la superficie interior de la contraventana y un entorno circundante a una temperatura determinada. En el siguiente apartado se procederá a definir la transferencia de calor por radiación entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana como placas paralelas infinitas despreciando los efectos en los extremos.

En el caso, habitual, de que la superficie exterior de la contraventana esté sometida a un flujo de calor conocido, como es el originado por la radiación solar directa, la ecuación **(A.12)** quedaría según la expresión **(A.14)**:

$$-k \cdot \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = h_e \cdot [T_{\infty, e} - T(0, t)] + \varepsilon_e \cdot \sigma \cdot [T_{sup, e}^4 - T(0, t)^4] + \alpha \cdot \dot{q}_s \quad (\text{A.14})$$

siendo:

- α : absortividad de la superficie exterior de la contraventana
- \dot{q}_s : flujo de calor solar incidente en la superficie exterior de la contraventana

En este último caso, se trataría de una condición de frontera combinada de convección, radiación y flujo de calor.

La aplicación de la condición de frontera de radiación supone utilizar condiciones no lineales, ya que la temperatura aparece elevada a la cuarta potencia, lo que supone una dificultad a la hora de calcular los coeficientes de la ecuación diferencial. Una solución que evita este problema es integrar el efecto de la radiación en el coeficiente de transferencia de calor por convección h , convirtiéndose de esta forma h en el coeficiente de transferencia de calor combinado de convección y radiación.

La solución analítica para la determinación de la temperatura en una pared plana, en régimen transitorio, según la posición del punto considerado, conlleva

la resolución de una ecuación diferencial en derivadas parciales, para la cual es necesario emplear series infinitas y ecuaciones trascendentes.

El modo más sencillo para resolver el problema analíticamente pasa por adimensionalizar las variables (x,T) de forma que se reduce el número de variables y parámetros, de ocho a tres. De esta manera, la ecuación diferencial en derivadas parciales adimensionalizada puede resolverse con métodos como el de la transformada de Laplace, el método de las diferencias finitas, el de elementos finitos y el de separación de variables.

No obstante, la resolución analítica, además de la complejidad matemática que entraña, solo es abordable cuando las condiciones son muy concretas, siendo las más restrictivas las condiciones de configuración geométrica simple, simetría térmica con respecto al plano central del elemento y temperatura inicial uniforme a ambas caras del elemento. Las condiciones reales a las que están expuestas las contraventanas, y en general los cerramientos de un edificio, difieren de estas hipótesis simplificadas, y por tanto es necesario abordar el cálculo mediante métodos numéricos.

Los métodos numéricos aprovechan la capacidad de cálculo que proporcionan los equipos informáticos, mediante la sustitución de la ecuación diferencial resultante por “*n*” ecuaciones algebraicas correspondientes a los “*n*” puntos en los que se quiere calcular la temperatura dentro del elemento.

La solución simultánea de las ecuaciones algebraicas aporta, el valor de la temperatura en cada punto discretizado del elemento. Existen diversos métodos numéricos para la resolución de este problema: diferencias finitas, elementos frontera, balance de energía (o volumen de control) y elementos finitos.

A.1.2. Transmisión de calor entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana

Entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana existe una cavidad de aire, por lo que la transferencia de calor entre ambas superficies es la suma debida a los mecanismos de convección y radiación, según la ecuación **(A.15)**.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (\text{A.15})$$

Para analizar dichos mecanismos de transferencia de calor, se analiza en primer lugar la convección entre la cara interior de la contraventana y la cavidad de aire **(Fig. A.3)**.

siendo:

T_s : temperatura en la superficie de la placa

T_∞ : temperatura del fluido fuera de la capa límite térmica

La suposición de considerar la ausencia de infiltraciones entre la contraventana y la cavidad de aire elimina las fuerzas de inercia y por consiguiente, también la convección forzada. Por tanto, la transferencia de calor se realizará por convección natural.

Las ecuaciones diferenciales que rigen la convección dentro de las capas límite se obtienen al aplicar a un elemento de fluido las leyes fundamentales de conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía.

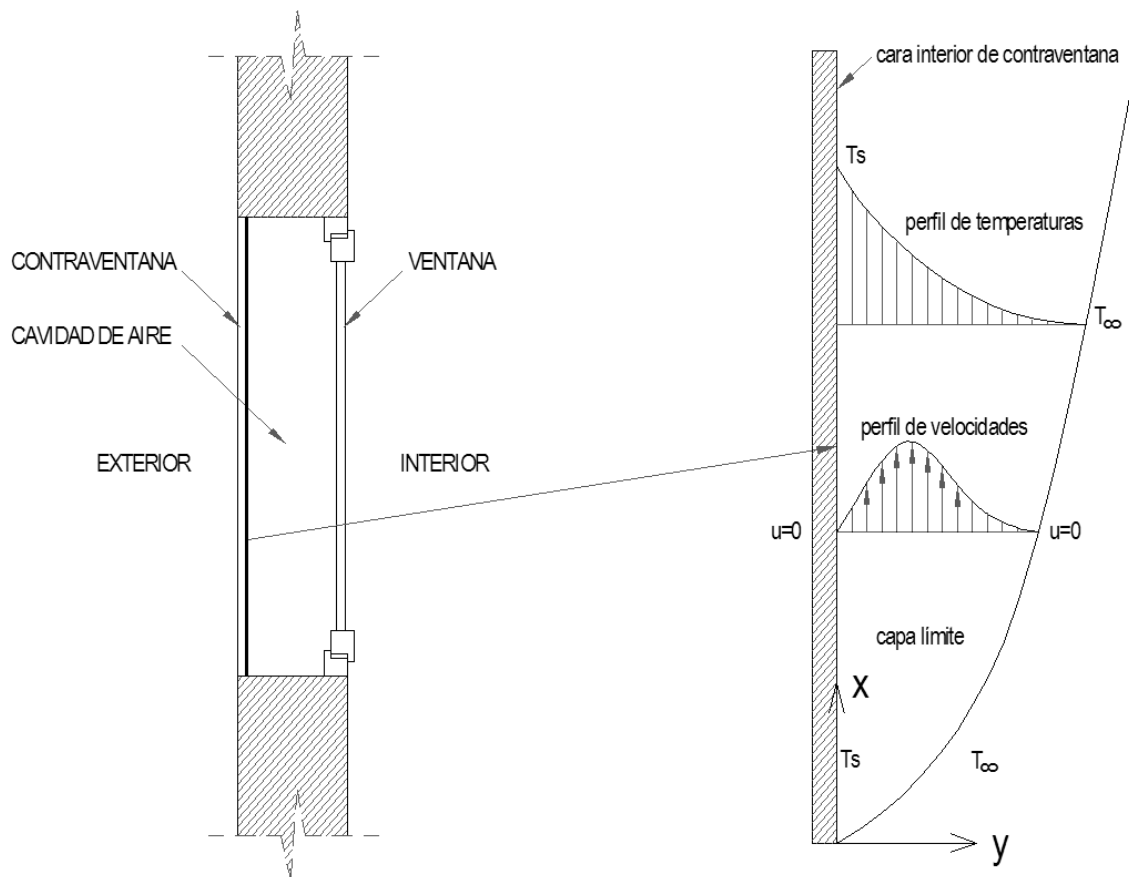


Fig. A.3: Convección natural en una placa vertical caliente dentro de un fluido

El elemento de fluido es un elemento diferencial de volumen (dx, dy, dz), siendo $dz=1$.

La velocidad V de este elemento, al ser bidimensional, se puede descomponer en:

$$\text{dirección } x: u = u(x,y)$$

$$\text{dirección } y: v = v(x,y)$$

Las fórmulas que se exponen a continuación tienen validez bajo condiciones de flujo estacionario, fluido con propiedades constantes, esfuerzos cortantes despreciables.

Ecuación de conservación de la masa (A.16):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{A.16})$$

La ecuación **(A.16)** se obtiene al considerar que, dentro de un volumen de control con flujo estacionario, la masa no se crea ni se destruye, por lo que la razón del flujo de masa que entra al volumen de control debe ser igual al que sale. También se denomina ecuación de continuidad o balance de masa.

Ecuación de conservación de la energía (A.17):

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{A.17})$$

La ecuación **(A.17)** se obtiene al establecer la condición de flujo estacionario, lo que supone que la energía que entra en un volumen de control debe ser igual a la energía que sale del mismo. De este modo, la ecuación expresa que la transferencia de calor neta por convección del fluido hacia afuera del volumen de control es igual a la transferencia de calor neta por conducción hacia dentro del volumen de control.

Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento (A.18):

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = v \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \cdot \beta \cdot (T - T_\infty) \quad (\text{A.18})$$

siendo:

g : aceleración de la gravedad

β : coeficiente de expansión volumétrica, según las ecuaciones **(A.19)** y **(A.20)**.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{A.19})$$

$$T = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (\text{A.20})$$

La ecuación **(A.18)** se obtiene al aplicar a un volumen de control diferencial (dx, dy, dz, siendo dz=1) la segunda ley de Newton.

Esta ecuación se puede adimensionalizar mediante las ecuaciones **(A.21)** **(A.22)** **(A.23)** **(A.24)** **(A.25)** **(A.26)**:

$$x^* = \frac{x}{L_c} \quad (\text{A.21})$$

$$y^* = \frac{y}{L_c} \quad (\text{A.22})$$

$$u^* = \frac{u}{V} \quad (\text{A.23})$$

$$v^* = \frac{v}{V} \quad (\text{A.24})$$

$$x^* = \frac{x}{L_c} \quad (\text{A.25})$$

$$T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty} \quad (\text{A.26})$$

siendo:

$$V = \frac{Re_L \cdot v}{L_c} \quad (\text{A.27})$$

L_c : Longitud característica, en función de la configuración geométrica y siendo las variables con asterisco (*) variables adimensionales.

La ecuación de la cantidad de movimiento adimensionalizada **(A.28)** se obtiene operando con estas transformaciones.

$$u^* \cdot \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = Gr_L \cdot \frac{T^*}{Re_L^2} + \frac{1}{Re_L^2} \cdot \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (\text{A.28})$$

siendo Gr_L el número de Grashof, que expresa la relación entre la fuerza de empuje, debida al efecto de flotación, y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido, según la ecuación **(A.29)**:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (\text{A.29})$$

siendo:

ν : viscosidad cinemática del fluido

El movimiento del fluido en la convección natural es complejo, por lo que es difícil resolver de forma analítica este tipo de problemas. Es por ello por lo que, para estudiar la transferencia de calor en este tipo de casos, habitualmente se recurre a utilizar métodos numéricos o bien correlaciones obtenidas en estudios experimentales. Estas correlaciones dan como resultado valores del número de Nusselt en función del número de Rayleigh, según las ecuaciones **(A.30)** **(A.31)**:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (\text{A.30})$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (\text{A.31})$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl. Define la difusividad de la cantidad de movimiento en relación con la difusividad del calor, según la ecuación (A.32)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (\text{A.32})$$

En recintos cerrados verticales en los que existe diferencia de temperatura entre las superficies verticales, el movimiento del aire obedece al esquema de la (Fig. A.4):

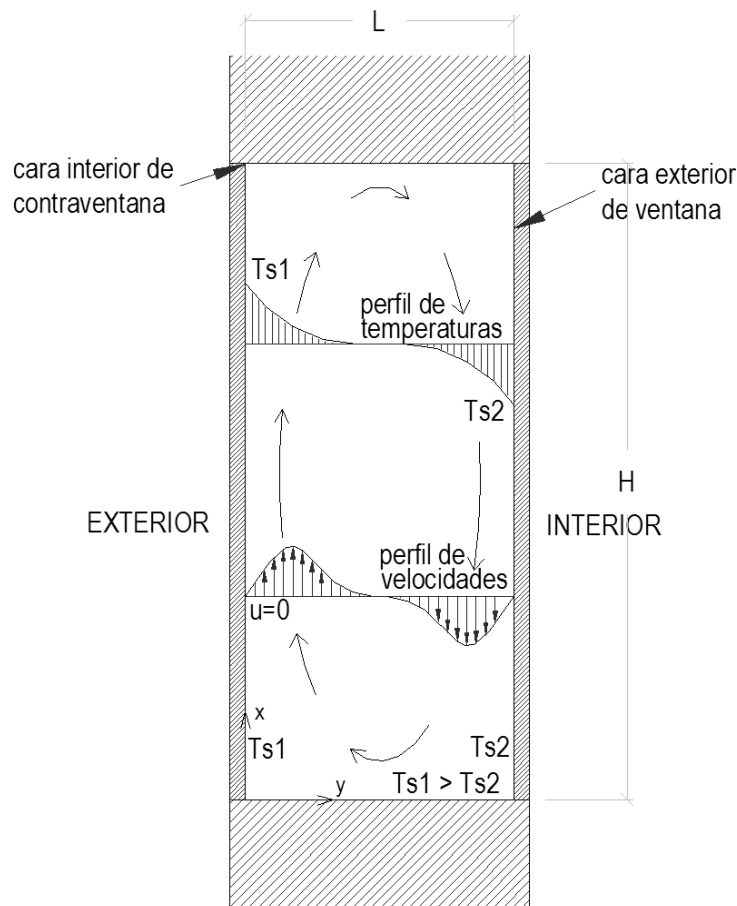


Fig. A.4: Movimiento de aire por convección natural

Existen varias correlaciones en la literatura científica relativas a la convección natural en recintos rectangulares cerrados verticales. En todas ellas las propiedades del aire se deben evaluar a la temperatura media. Según

(Berkovsky, Polevikov 1977), el cálculo del número de Nusselt se realiza según las ecuaciones **(A.33)****(A.34)**:

$$Nu = 0,22 \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra_L \right)^{0,28} \cdot \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4} \quad (\text{A.33})$$

Expresión válida para:

Pr = cualquier valor

$2 < H / L < 10$

$Ra_L < 10^{10}$

$$Nu = 0,18 \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra_L \right)^{0,29} \quad (\text{A.34})$$

Expresión válida para:

Pr = cualquier valor

$1 < H / L < 2$

$Ra_L \cdot Pr / (0,2 + Pr) > 10^3$

Según (MacGregor, Emery 1969), se pueden emplear las ecuaciones **(A.35)****(A.36)**:

$$Nu = 0,42 Ra_L^{1/4} \cdot Pr^{0,012} \cdot \left(\frac{H}{L} \right)^{-0,3} \quad (\text{A.35})$$

Expresión válida para:

$1 < Pr < 2 \cdot 10^4$

$10 < H / L < 40$

$10^4 < Ra_L < 10^7$

$$Nu = 0,46 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (\text{A.36})$$

Expresión válida para:

$1 < Pr < 20$

$$1 < H / L < 40$$

$$10^6 < Ra_L < 10^9$$

No obstante, dado que los valores de Pr del aire son menores que 1 para valores de temperatura habituales en la edificación, no es adecuado utilizar esta correlación.

Según (EISherbiny, Raithby & Hollands 1982), el valor de Nusselt a considerar debe ser el mayor de los obtenidos en las ecuaciones (A.37) (A.38) (A.39).

$$Nu_1 = 0,0605 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (\text{A.37})$$

$$Nu_2 = \left\{ 1 + \left[\frac{0,104 \cdot Ra_L^{0,293}}{1 + \left(\frac{6310}{Ra_L} \right)^{1,36}} \right]^3 \right\}^{1/3} \quad (\text{A.38})$$

$$Nu_3 = 0,242 \cdot \left(\frac{Ra_L}{\left(\frac{H}{L} \right)} \right)^{0,272} \quad (\text{A.39})$$

Expresiones válidas para:

$$5 < H / L < 110$$

$$10^2 < Ra_L < 2 \cdot 10^7$$

Una vez conocido Nu , y utilizando la ecuación (A.30), la transferencia de calor por convección a través del recinto se puede obtener con la ley de enfriamiento de Newton, según la ecuación (A.40):

$$\dot{Q}_{conv} = h_i \cdot A_s \cdot (T_{s1} - T_{s2}) \quad (\text{A.40})$$

Por otra parte, para calcular la transferencia de calor por radiación entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana, despreciando los efectos de los extremos de las placas, se emplea la ecuación (A.41):

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{\sigma \cdot A_s \cdot (T_{s1}^4 - T_{s2}^4)}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \quad (\text{A.41})$$

siendo:

ε_1 : emisividad de la superficie interior de la contraventana

ε_2 : emisividad de la superficie exterior de la ventana

A.1.3. Transmisión de calor entre la cara interior de la contraventana y la cara exterior de la ventana

En la transmisión de calor entre la cara exterior de la ventana y el ambiente interior se repiten los mismos conceptos físicos que ocurren entre el ambiente exterior y la cara interior de la contraventana, ya explicados en el apartado A.1.1, esto es, una transmisión de calor por conducción con condición de frontera combinada de convección y radiación en ambas caras de la ventana.

A.2. Formulación de la ecuación de energía con el método numérico

Los mecanismos físicos de transferencia de calor descritos en el apartado anterior se calculan con el método numérico a través de la siguiente formulación de la ecuación de energía (A.42) (Ansys Inc. 2005):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left\{ k_{ef} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\overline{\tau}_{ef} \cdot \vec{v}) \right\} + S_h \quad (\text{A.42})$$

Donde:

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \quad (\text{A.43})$$

ρ densidad

p presión estática

\vec{v} velocidad

k_{ef} : conductividad térmica efectiva, según la ecuación **(A.44)**:

$$k_{ef} = k + k_t \quad (\text{A.44})$$

Siendo k_t la conductividad térmica en régimen turbulento, definida según el régimen de turbulencia empleado en la simulación.

\vec{J}_j Flujo por difusión de la sustancia j .

Los primeros tres términos del segundo miembro de la ecuación representan la transferencia de energía debido a la conducción ($k_{ef} \nabla T$), efecto de transporte de entalpía debido a la difusión de la sustancia ($\sum_j h_j \vec{J}_j$) y disipación viscosa ($\overline{\tau_{ef} \cdot \vec{v}}$). Por su parte, el término (S_h) incluye el calor debido a reacciones químicas y cualquier otra fuente de calor de tipo volumétrico que se haya definido en el modelo.

El término relativo a la energía debida a disipación viscosa ($\overline{\tau_{ef} \cdot \vec{v}}$) no se incluirá en la ecuación de la energía empleada en el presente estudio, dado que su influencia es insignificante en el modelo simulado.

La variable E se define según la ecuación **(A.45)**:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (\text{A.45})$$

Siendo:

h entalpía sensible, definida para mezclas de gases ideales con las ecuaciones **(A.46)** **(A.47)**.

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (\text{A.46})$$

Y_j Fracción de masa de la sustancia j.

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (\text{A.47})$$

En las regiones sólidas, la ecuación de transporte de energía utilizada por Ansys Fluent adopta la forma definida en la ecuación **(A.48)**:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\vec{v} \rho h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (\text{A.48})$$

El término $[\nabla \cdot (\vec{v} \rho h)]$ representa la transferencia de energía por convección debido al movimiento, por traslación o rotación, de los sólidos. El campo de velocidad \vec{v} se computa a partir del movimiento especificado para la zona sólida. El término $[\nabla \cdot (k \nabla T)]$ representa el flujo de calor debido a la conducción, mientras que $[S_h]$ comprende las fuentes de calor volumétrico dentro del sólido.

En cuanto al interior de la cámara de aire, dado que no existen fuerzas externas que desplacen el aire, la transmisión de calor se produce por convección natural. El empuje del flujo inducido por el efecto de flotación se mide por el número de Rayleigh, según la ecuación **(A.30)**.

Para $Ra < 10^8$ el flujo es laminar, produciéndose la transición a flujo turbulento para $10^8 < Ra < 10^{10}$.

En cuanto a la transferencia de calor para un medio que absorbe, emite y dispersa energía por radiación en la posición \vec{r} y en dirección \vec{s} , el software empleado utiliza la ecuación **(A.49)**:

$$\frac{dl(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) \cdot l(\vec{r}, \vec{s}) = a \cdot n^2 \cdot \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \cdot \int_0^{4\pi} l(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (\text{A.49})$$

Siendo:

\vec{r}	vector de posición
\vec{s}	vector de dirección
\vec{s}'	vector de dirección de dispersión
s	longitud de la trayectoria
a	coeficiente de absorción
n	índice de refracción
σ_s	coeficiente de dispersión
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)
l	intensidad de la radiación, que depende de la posición (\vec{r}) y dirección (\vec{s})
T	temperatura local
Φ	Función de fase
Ω'	Ángulo sólido

$(a + \sigma_s)$ es el espesor óptico u opacidad del medio. El índice de refracción (n) es importante cuando la radiación se produce en un medio semi-transparente.

En el presente estudio se empleará el método “*surface-to-surface*” (S2S). En este método se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Las superficies se consideran difusas y grises.
- Se ignora cualquier efecto de absorción, emisión o dispersión de la radiación en el medio. Por lo tanto, sólo se tiene en cuenta la radiación entre las dos superficies.

- La energía intercambiada entre las dos superficies depende, en parte, del tamaño, distancia que las separa y orientación. Estos parámetros quedan englobados en la función geométrica llamada factor de visión.

El hecho de que las superficies se consideren difusas y grises implica que la emisividad y absorptividad de las superficies son independientes de la longitud de onda. Asimismo, por la ley de Kirchoff, la emisividad es igual a la absorptividad. Para una superficie difusa, la reflectividad es independiente de la dirección incidente o emitente.

Por otra parte, dado que para la mayoría de aplicaciones las superficies son opacas a la radiación térmica (en el espectro infrarrojo), las superficies se pueden considerar opacas. La transmitividad (τ), por lo tanto, se puede obviar. Por ello, del principio de conservación de la energía, se obtiene que:

$$a + \rho = 1 \quad (\text{A.50})$$

$$\varepsilon = a \quad (\text{A.51})$$

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad (\text{A.52})$$

siendo:

ε Emitancia

ρ Reflectancia

a Absortancia

El flujo de energía que sale de una superficie dada está compuesto de energía directamente emitida y energía reflejada. El flujo de energía reflejada depende del flujo de energía incidente del entorno, el cual se puede expresar en términos de flujo de energía que sale de otras superficies. La energía reflejada por la superficie k se determina mediante la ecuación **(A.53)**:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \cdot \sigma \cdot T_k^4 + \rho_k \cdot q_{in,k} \quad (\text{A.53})$$

donde:

$q_{out,k}$	Flujo de energía que sale de la superficie (W/m^2)
ε_k	Emisividad
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 \cdot K^4$)
$q_{in,k}$	Flujo de energía incidente en la superficie procedente del entorno (W/m^2)

La cantidad de energía incidente sobre una superficie procedente de otra es función directa del “factor de visión”, F_{jk} , que es la fracción de energía que abandona la superficie (j) que incide en la superficie (k). El flujo de energía incidente $q_{in,k}$ puede expresarse en términos de flujo de energía que sale del resto de superficies según la ecuación **(A.54)**:

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \quad (\text{A.54})$$

donde:

A_k	área de superficie k
F_{jk}	factor de visión entre las superficies k y j

Para N superficies, utilizando la relación de reciprocidad del factor de visión, se deduce que:

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj}; \quad \text{para } j = 1, 2, 3, \dots, N$$

de forma que:

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j} \quad (\text{A.55})$$

Por lo tanto,

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \cdot \sigma \cdot T_k^4 + \rho_k \cdot \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j} \quad (\text{A.56})$$

Que también puede expresarse como:

$$J_k = E_k + \rho_k \cdot \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (\text{A.57})$$

Donde J_k representa la energía emitida (o radiosidad) de la superficie k , y E_k el poder emisor de dicha superficie. Esto se representa en N ecuaciones, que pueden ser reformuladas en forma matricial como:

$$KJ = E \quad (\text{A.58})$$

Donde:

K matriz $M \times N$

J vector radiosidad

E vector de potencia emisiva

El factor de vista entre dos superficies finitas i y j viene dado por la ecuación **(A.59)**:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r^2} \delta_{ij} dA_i dA_j \quad (\text{A.59})$$

Donde δ_{ij} se determina por la visibilidad de dA_j a dA_i .

$\delta_{ij} = 1$ si dA_j es visible a dA_i . En caso contrario, $\delta_{ij} = 0$

El modelo de radiación S2S implica un alto coste computacional cuando se calcula la radiación y factores de vista para un gran número de superficies. Con

el fin de reducir este coste computacional, el software crea grupos (clusters) de superficies, reduciendo así el número de superficies. Para ello, el programa agrupa en un cluster una superficie y un número determinado de superficies colindantes. Las caras límite actúan como superficies para el cálculo del factor de visión, y después el factor de visión del cluster se obtiene tomando la media, ponderada por el área, del factor de vista de las caras que componen el cluster.

La temperatura de un cluster se obtiene mediante la ecuación **(A.60)**:

$$T_{sc} = \left(\frac{\sum_f A_f T_f^4}{\sum A_f} \right)^{1/4} \quad \text{(A.60)}$$

Donde:

T_{sc} Temperatura del cluster

A_f Área de la cara f

T_f Temperatura de la cara f

El sumatorio de la fórmula se lleva a cabo para todas las caras pertenecientes a un cluster.



ANEXO B

CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DE LAS SIMULACIONES REALIZADAS CON MODELOS NUMÉRICOS

ANEXO B

CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DE LAS SIMULACIONES REALIZADAS CON MODELOS NUMÉRICOS

B.1. Modelo para el cálculo de ΔR

En el presente anexo se describen características y datos adicionales que amplían y completan la información relativa a las características de los modelos numéricos empleados en los capítulos 2 y 3.

B.1.1. Características térmicas de las ventanas

En los modelos realizados para obtener el valor de ΔR aportado por la contraventana, se simulan diferentes modelos de ventanas, con transmitancias térmicas (U_w) que oscilan entre 0,5 y 5,5 $W/m^2 \cdot K$. A continuación, a modo de ejemplo, se incluye una tabla con varias combinaciones de tipos de marco y vidrios que podrían corresponder, aplicando la ecuación **(2.1)**, a ventanas con los valores de U_w elegidos.

- $U_w = 0,5 W/m^2 \cdot K$
 - Vidrio triple 4/12/4/12/4 con cámaras de kriptón, bajo emisivo ($U_g = 0,50 W/m^2 \cdot K$)
 - Porcentaje de marco: 0% (todo vidrio)

- $U_w = 0,7 W/m^2 \cdot K$
 - Marco PVC 5 cámaras ($U_f = 1,2 W/m^2 \cdot K$)
 - Vidrio triple 4/12/4/12/4 con cámaras de kriptón, bajo emisivo ($U_g = 0,50 W/m^2 \cdot K$)
 - Porcentaje de marco: 30%

- $U_w = 1,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Marco PVC 5 cámaras ($U_f = 1,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Vidrio doble 4/12/4 con cámaras de argón, bajo emisivo ($U_g = 1,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Porcentaje de marco: 30%

- $U_w = 2,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Marco Aluminio con RPT ($U_f = 2,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Vidrio doble 4/12/4 con cámaras de argón ($U_g = 2,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Porcentaje de marco: 30%

- $U_w = 3,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Marco Aluminio sin RPT ($U_f = 5,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Vidrio doble 4/10/4 ($U_g = 3,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Porcentaje de marco: 30%

- $U_w = 4,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Marco Aluminio con RPT ($U_f = 3,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Vidrio simple 4 mm ($U_g = 5,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Porcentaje de marco: 40%

- $U_w = 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Marco Aluminio sin RPT ($U_f = 5,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Vidrio simple 4 mm ($U_g = 5,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
 - Porcentaje de marco: 30%

En el cálculo de U_w de las ventanas, se ha tenido la influencia de los coeficientes de transmisión térmica lineal de la unión cristal/marco especificados en el anexo E de la normativa UNE EN ISO 10077-1:2010 (**Tabla B.1**)

Material del marco	Acrilamiento doble o triple, cristal no revestido	Acrilamiento doble o triple con baja emisividad, con cámara de aire o gas
	ψ W/m·K	ψ W/m·K
madera y plástico	0,06	0,08
metálico con RPT	0,08	0,11
metálico sin RPT	0,02	0,05

Tabla B.1: Coeficientes de transmisión térmica lineal cristal/marco según UNE EN ISO 10077-1:2010

Los valores de transmitancias de marco y vidrio se han obtenido de modelos comerciales existentes y de valores promedio para las diferentes configuraciones constructivas.

B.1.2. Caracterización geométrica del modelo de cálculo de ΔR

En cada simulación, la ventana se ha modelizado como una capa de espesor homogéneo de 10 mm, con una conductividad térmica tal que cumpla la transmitancia térmica U_w requerida en cada caso (**Tabla B.2**).

U_w (W/m ² ·K)	e (m)	λ W/m·K
0,5	0,01	0,005
0,7	0,01	0,007
1,7	0,01	0,017
2,7	0,01	0,027
3,7	0,01	0,037
4,7	0,01	0,047
5,5	0,01	0,055

Tabla B.2: Características térmicas de las ventanas

De igual modo, la ventana se ha modelizado con un espesor de 20 mm, con una conductividad térmica tal que la resistencia térmica de la contraventana sea $0,29 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (**Tabla B.3**).

R_{sh} ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)	e (m)	λ ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)
0,29	0,02	0,069

Tabla B.3: Características térmicas de la contraventana

Se considera que el flujo en la dirección (z), perpendicular a la sección transversal de fachada es despreciable frente al existente en las otras dos dimensiones por lo que el modelo se analizará en 2D.

B.1.3. Características del mallado del modelo de cálculo de ΔR

El cerramiento se ha discretizado en elementos de geometría cuadrada, de dimensiones 2 x 2 mm. Esta densidad de elementos asegura un grado de fiabilidad alto en los resultados obtenidos, a costa de un mayor coste computacional.

El número total de elementos del modelo depende de la anchura de la cámara de aire. Uno de los índices que mide la calidad de la malla generada es la calidad ortogonal media, la cual oscila entre 0 (baja calidad) y 1 (máxima calidad). Los modelos analizados presentan valores siempre cercanos a 1 (**Tabla B.4**).

En el modelo se ha discretizado en elementos únicamente la capa que constituye la cámara de aire. En el caso de la ventana y contraventana, el software permite incluir las paredes que delimitan la cámara de aire sin

necesidad de dibujarlas ni discretizarlas, sino únicamente definiendo cada una de ellas con sus características geométricas y térmicas.

Espesor de cámara aire (cm)	Tamaño de elemento (m)	Nº total de elementos	Calidad ortogonal media (0-1)
1	0,002	3000	0,9994
5	0,002	15000	0,9994
10	0,002	30000	0,9988
15	0,002	45000	0,9994
25	0,002	75000	0,9994
35	0,002	105000	0,9988

Tabla B.4: Características de malla de los modelos de cálculo de ΔR

B.2. Modelo para el cálculo de ψ

B.2.1. Características térmicas de las contraventanas

Las simulaciones en régimen dinámico se han realizado tomando como base dos modelos de contraventana, según su inercia (alta y baja). Los datos de densidad (ρ) y calor específico (c) utilizados en el modelo numérico se han obtenido a partir de dos posibles configuraciones constructivas que dotan a la contraventana de una inercia alta (**Tabla B.5**) o baja (**Tabla B.6**).

Composición de contraventana con inercia alta

MURO HOMOGÉNEO		d (mm)	ρ (kg/m ³)	c (J/kg K)	peso (kg/m ²)
1	aluminio	1,5	2700	880	4,05
2	agua	20	999.7	4194	19,99
3	PUR proyectado con HFC	7	30	800	0,21
4	aluminio	1,5	2700	880	4,05

Peso total	28,30	kg/m ²
Densidad media	943	kg/m ³
Calor específico medio	3220	J/kg·K

Tabla B.5: Composición de contraventana con inercia alta

Composición de contraventana con inercia baja

MURO HOMOGÉNEO		d	ρ	c	peso
		(mm)	(kg/m ³)	(J/kg K)	(kg/m ²)
1	aluminio	1,5	2700	880	4,05
2	agua	29	1,225	1006	0,04
3	PUR proyectado con HFC	1	30	800	0,03
4	aluminio	1,5	2700	880	4,05

Peso total	8,17	kg/m ²
Densidad media	247	kg/m ³
Calor específico medio	880	J/kg·K

Tabla B.6: Composición de contraventana con inercia baja

B.2.2. Caracterización geométrica del modelo de cálculo de ψ

La configuración geométrica de cada uno de los puentes térmicos de jamba (**Fig. B.1**), alféizar (**Fig. B.2**) y dintel con caja de persiana (**Fig. B.3**), se ha establecido utilizando espesores según medidas habituales existentes en edificación para los elementos constructivos propuestos y siguiendo los criterios establecidos en la norma UNE EN ISO 10211 para los planos de corte, siendo:

- Modelo sin contraventana
- Modelo con contraventana exterior
- Modelo con contraventana intermedia

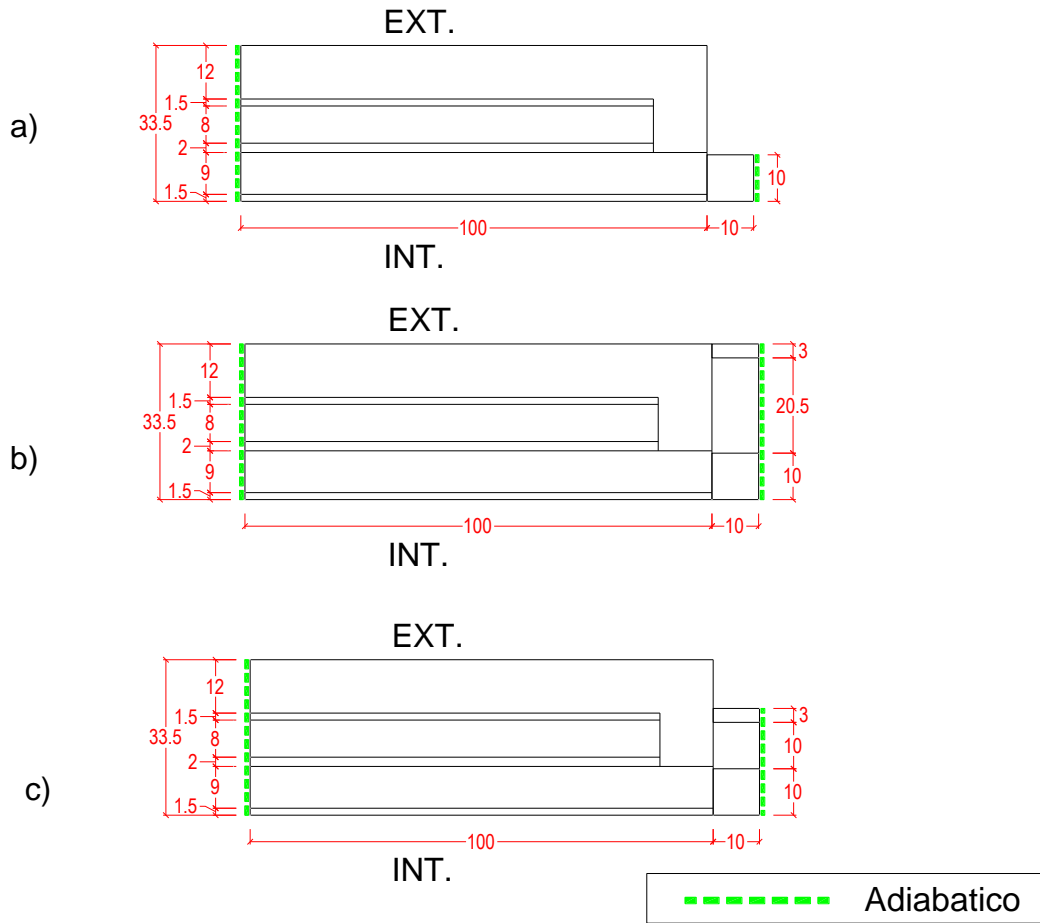


Fig. B.1: Geometría y dimensiones de modelos de jamba

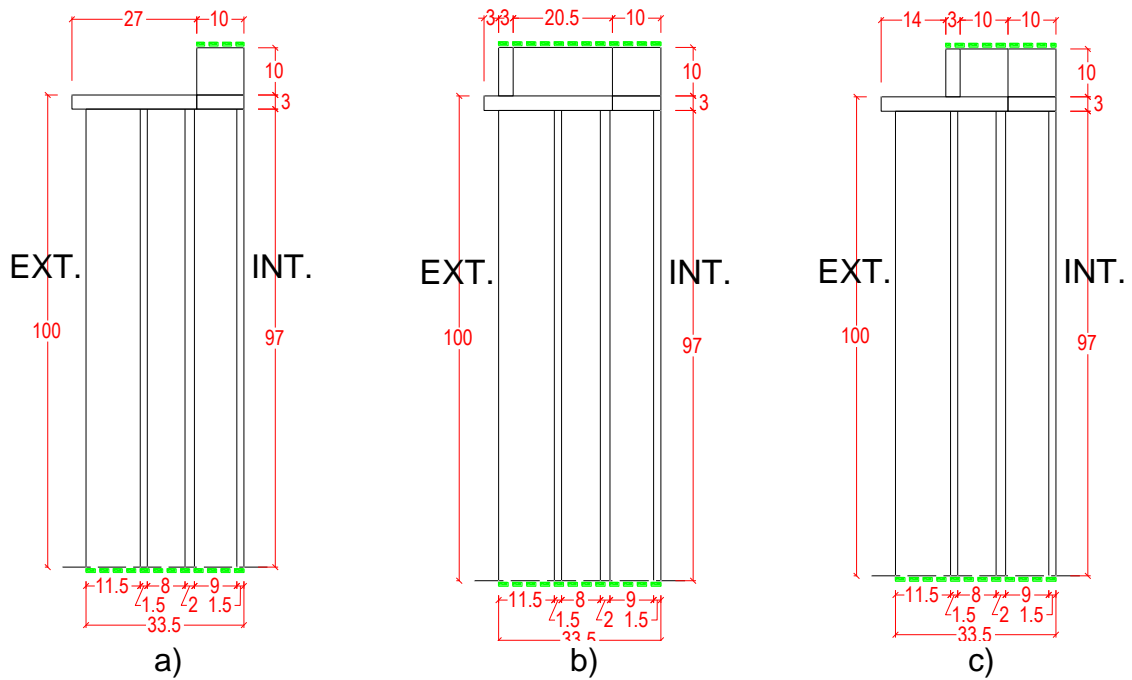


Fig. B.2: Geometría y dimensiones de modelos de alféizar

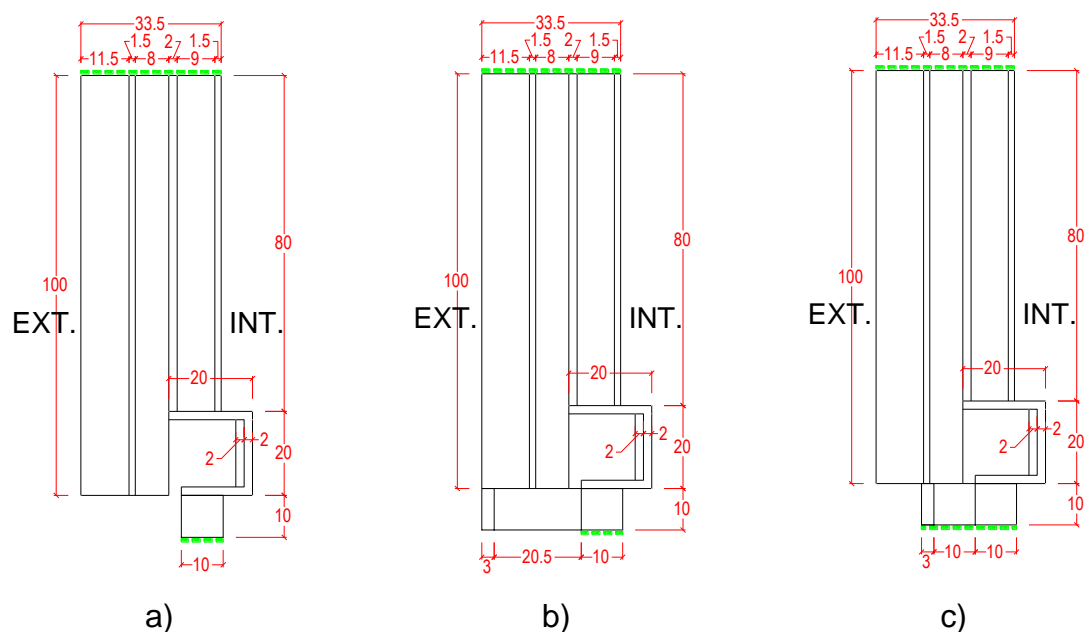


Fig. B.3: Geometría y dimensiones de modelos de dintel con caja de persiana

B.2.3. Características del mallado del modelo de cálculo de ψ

		nº elementos	Relación de aspecto medio	Calidad ortogonal media (0-1)
Alfeizar	Sin contraventana	13862	1,00360	0,99669
	Contraventana intermedia	14350	1,00308	0,99666
	Contraventana exterior	14784	1,00220	0,99775
Jamba	Sin contraventana	13801	1,00291	0,99750
	Contraventana intermedia	14329	1,00282	0,99710
	Contraventana exterior	14749	1,00242	0,99749
Dintel	Sin contraventana	13356	1,00410	0,99667
	Contraventana intermedia	14951	1,00323	0,99689
	Contraventana exterior	15390	1,00448	0,99629

Tabla B.7: Características de malla de los modelos de cálculo de ψ

El modelo geométrico se ha discretizado en elementos de dimensiones 5 x 5 mm. Este tamaño de celdas es adecuado para obtener resultados con suficiente precisión, ya que únicamente existe transferencia por conducción.

También en este modelo geométrico los resultados del parámetro “calidad de ortogonal media” son cercanos a 1, lo que confirma que se trata de un mallado de alta calidad (**Tabla B.7**).