

1. Resum

El present projecte pretén estudiar les possibilitats del codi OpenFOAM com a eina per al càlcul d'un sistema solar passiu de climatització en edificació. El sistema en qüestió és l'anomenat mur Trombe, que es compon d'un mur d'acumulació de calor i d'un hivernacle. El mur es troba situat a la façana de l'edificació orientada en direcció al sol i disposa d'uns conductes per al pas de l'aire en la seves parts inferior i superior. Sobre aquest mur hi ha instal·lat un vidre a prou distància per a permetre el pas d'aire provinent de l'interior de l'habitacle, que serà escalfat en aquest espai i retornat calent a l'interior.

S'ha descrit el sistema a estudiar i s'han mostrat exemples de construccions existents així com estudis sobre aquests sistemes tant en l'àmbit de la fluidodinàmica computacional com en l'empíric. En base a això i els recursos disponibles s'ha plantejat un sistema simplificat que permeti l'estudi dels fenòmens principals involucrats i obtenir-ne informació rellevant sobre possibles plantejaments i procediments a seguir en l'estudi d'aquests sistemes.

Els fenòmens físics principals que participen en aquest sistema són, per una banda, la dinàmica de fluids i, per l'altra, la transferència de calor tant en forma de radiació, convecció i conducció. S'ha analitzat el fenomen de la turbulència i la seva rellevància en el cas d'estudi. Aquests fenòmens i les equacions que els regeixen han estat exposats i descrits tant en la vessant teòrica com la seva implementació per a la resolució numèrica computacional.

El domini de càlcul ha estat el format per l'edificació, el seu interior i el subsòl. Per tant, s'ha exclòs l'exterior de l'edificació. S'ha fet un ús extensiu de condicions de contorn personalitzades per a aplicar la càrrega solar sobre les superfícies que la reben, així com per a tenir en compte la transferència de calor amb l'exterior. Aquestes condicions de contorn fan ús de paràmetres variants al llarg del dia com la temperatura de l'exterior, la temperatura del cel i la càrrega solar sobre superfícies verticals i horitzontals. Aquestes condicions climatològiques variables tenen una periodicitat diària de manera que, una vegada assolida la convergència, la

solució és també periòdica.

S'ha realitzat un estudi de l'impacte ambiental analitzant tant el cost de la realització del projecte com l'estalvi energètic estimat del sistema. En l'estudi econòmic s'ha tingut en compte el cost de la realització del projecte i l'estalvi econòmic del sistema a partir de l'estalvi energètic estimat.

2. Sumari

1. Resum.....	1
2. Sumari.....	3
3. Glossari.....	5
4. Introducció.....	7
4.1. Objectius.....	7
4.2. Abast del projecte.....	7
5. Caracterització del problema.....	9
5.1. Descripció general.....	9
5.2. Estat de l'art.....	11
5.3. Geometries emprades.....	15
5.4. Condicions inicials.....	16
5.5. Condicions de contorn.....	16
5.6. Propietats dels materials.....	17
6. Fenòmens físics.....	19
6.1. Fluid.....	19
6.1.1. Equació de continuïtat.....	19
6.1.2. Equació de quantitat de moviment.....	20
6.1.3. Equació de l'energia.....	21
6.1.4. Equacions de tancament.....	21
6.2. Sòlid.....	22
6.2.1. Equació de l'energia.....	22
6.3. Turbulència.....	22
6.3.1. Model RANS.....	24
6.3.2. Model $k - \epsilon$	26
6.4. Radiació.....	27
6.4.1. DOM.....	28
6.4.2. Radiació solar.....	30
7. Condicions de contorn.....	33
7.1. Regió <i>aire</i>	33
7.1.1. Vidre.....	33
7.1.2. Acoblament <i>aire/mur Trombe</i>	43
7.2. Regió <i>sostre</i>	45
7.2.1. Sostre davant.....	45
7.2.2. Sostre amunt.....	47
7.2.3. Sostre darrere.....	49
7.3. Paret.....	49
7.4. Validació de les condicions de contorns.....	49
8. Resolució numèrica amb OpenFOAM.....	51
8.1. Dinàmica de fluids computacional.....	51

8.2.OpenFOAM.....	52
8.3.Elecció del <i>solver</i> : <i>chtMultiRegionFoam</i>	52
8.4.Algoritmes SIMPLE, PISO i PIMPLE.....	53
8.5.Radiació: fvDOM.....	58
8.6.Turbulència.....	58
8.7.Mallat.....	62
8.7.1.L'aplicació <i>blockMesh</i>	63
8.7.2.Cas laminar.....	67
8.7.3.Cas turbulent.....	71
8.7.4.Regions sòlides.....	73
8.8.Trampetes.....	74
9.Resultats.....	77
10.Estudi de l'impacte ambiental.....	87
11.Estudi econòmic.....	91
Conclusions.....	93
Agraïments.....	95
Bibliografia.....	97
Referències bibliogràfiques.....	97
Altres referències bibliogràfiques.....	100

Annexos:

Annex A: Estructura d'un cas d'OpenFOAM

Annex B: Detall de l'execució

3. Glossari

A	Àrea
a_λ, a	Coefficients d'absorció
C_p	Capacitat calorífica a pressió constant
g	Acceleració de la gravetat
h	Coefficient de convecció, entalpia
i_λ	Intensitat espectral de radiació
$i_{b\lambda}$	Intensitat espectral de radiació de cos negre
$i_{\lambda o}$	Intensitat sortint
$i_{\lambda i}$	Intensitat incident
k	Conductivitat tèrmica, energia cinètica turbulenta
\hat{n}	Vector unitari de la normal d'una superfície
p	Pressió
Pr	Nombre de Prandtl
q	Flux de potència tèrmica
R	Constant dels gasos
\vec{r}	Vector posició
Re	Nombre de Reynolds
s	Trajectòria de la intensitat de radiació
\vec{s}	Vector director de s .
\hat{s}	Vector director unitari de s .
T	Temperatura
t	Temps
U	Energia interna
U_{10}	Velocitat de l'aire a 10 m d'alçada
u^+	Velocitat adimensional
u^*	Velocitat de fricció a la paret
V	Volum
v	Velocitat

x, y, z	Coordenades cartesianes
y^+	Distància adimensional a la paret
α	Difusivitat tèrmica
δ	Distància entre nodes, gruix
ε	Rati de dissipació turbulenta, emissivitat
θ	Angle
κ	Constant de Von Kármán
λ	Conductivitat tèrmica, longitud d'ona
μ	Viscositat dinàmica
ν	Viscositat cinemàtica
ρ	Densitat volumètrica
σ	Constant de Stefan Boltzmann
τ_{ij}	Tensor d'esforços viscosos
τ_w	Tensió tallant a la paret
Φ	Funció dissipació viscosa
Ψ	Compressibilitat
ω	Freqüència turbulenta
Ω	Angle sòlid

4. Introducció

En aquest projecte es durà a terme una simulació amb el codi OpenFOAM del sistema de climatització solar passiu conegut com a mur Trombe. Es pretén comprendre la funcionalitat del codi per a la resolució d'aquest problema i veure'n el seu ús per a la recerca i disseny d'aquests sistemes.

4.1. Objectius

Els objectius del present projecte poden ser concretats en:

- Conèixer i comprendre els principals fenòmens de transferència de calor implicats en el sistema objecte d'estudi així com les equacions diferencials que regeixen aquests fenòmens.
- Aprendre l'ús de l'OpenFOAM com a eina de resolució d'aquestes equacions diferencials mitjançant el mètode dels volums finits.
- Estudiar la utilitat de l'OpenFOAM com a eina de disseny d'aquests sistemes.

4.2. Abast del projecte

Per tal de mantenir l'estudi dins el marc d'un projecte de final de carrera i tenint en compte la capacitat de càlcul requerida s'ha limitat el seu abast i s'han aplicat una sèrie de simplificacions.

Degut a que la intenció és estudiar els fenòmens implicats en el sistema s'ha limitat la complexitat de la geometria i la seva mida, no pretenent, per tant, fer un estudi amb una geometria d'una edificació real i complexa.

S'ha vist que, tot i partir d'aquesta primera simplificació, els requeriments del càlcul estan molt per sobre de les capacitats d'un ordinador d'ús personal. D'acord amb això s'ha procedit amb un càlcul en dues dimensions.

S'han considerat les propietats físiques independents de la temperatura.

Per a la creació de condicions de contorn diferents a les que acompanyen el programa de sèrie, i per a evitar de programar-les amb el llenguatge en el que està escrit OpenFOAM, s'ha fet ús d'eines que acompanyen el programa per a aquesta finalitat.

5. Caracterització del problema

5.1. Descripció general

El sistema anomenat mur Trombe és un disseny d'edificació passiva solar on un mur d'alta capacitat calorífica que fa de façana orientada al sol a l'hivern. Se li dóna el nom del científic francès Félix Trombe, qui va popularitzar aquest sistema als anys cinquanta. Aquesta façana té una coberta ventilada de vidre que deixa una zona d'aire entre el mur i el vidre, actuant com a hivernacle. El corrent d'aire es dóna entre l'interior de l'edifici i l'hivernacle a través d'uns conductes situats a la part superior i inferior del mur. Aquests conductes són oberts durant el dia i tancats durant la nit. En la *Figura 5.1* [1] es mostra el funcionament durant el dia.

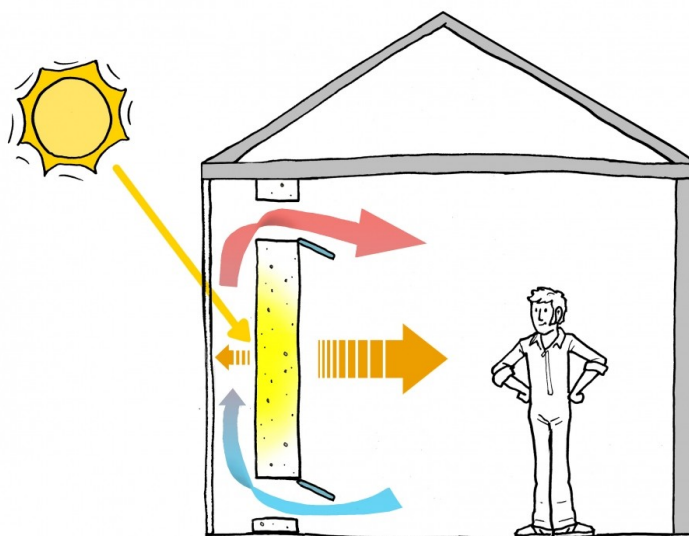


Figura 5.1: Esquema de funcionament d'un mur Trombe.

Aquest sistema usa els principis de funcionament dels hivernacles, on la radiació solar d'ona curta travessa el vidre pràcticament sense ser afectada i és absorbida a la superfície del mur. Part d'aquesta energia serà re-emesa en forma de radiació d'ona llarga infraroja que no serà capaç de travessar el vidre. D'aquesta manera l'energia solar incident quedarà atrapada en el sistema.

Durant el dia l'interior de l'edificació rep l'aire escalfat a l'hivernacle permetent-ne el pas a través dels conductes que travessen el mur. Durant la nit els conductes resten tancats i l'interior rep part de la calor emmagatzemada en el mur durant el dia. El gruix del mur i les seves propietats tèrmiques influeixen en la quantitat de calor que el mur és capaç d'emmagatzemar i en el temps que aquesta tarda en arribar a l'altra banda del mur. Aquests són uns dels fenòmens d'interès en el present estudi.

Existeix també el mur Trombe no ventilat, on el mur és simplement cobert per un vidre separat uns centímetres de la paret, creant un espai estanc entre paret i vidre. D'aquesta manera s'augmenta la captació d'energia solar que serà tramesa a l'interior només degut a la conducció a través del mur.

En el càlcul realitzat s'han usat paràmetres climàtics externs variables al llarg del dia com ara la temperatura de l'aire i la radiació solar incident per a la modelació de la transferència de calor entre el sistema d'estudi i l'entorn. Es tractarà en detall en el capítol 7. *Condicions de contorn.*

En la *Figura 5.2* es pot veure un disseny del propi Félix Trombe, a Odeillo, França. En la *Figura 5.3* es pot veure un altre exemple de construcció a Gal·les, Regne unit.



Figura 5.2: *Mur Trombe a Odeillo, França, 1967.*



Figura 5.3: Mur Trombe a Gal·les, Regne Unit.

5.2. Estat de l'art

A continuació es farà referència a altres estudis sobre el tema que poden ajudar a plantejar el present estudi.

El següent treball [2] estudia un cas semblant centrant-se en les pèrdues de calor al mur a la nit, usant el codi TRNSYS. El càlcul és estacionari i incorpora turbulència. En aquest cas la temperatura al vidre es fixa durant tota la nit, fet que fa pensar que les condicions de contorn usades són més senzilles que les del present estudi. Per altra banda es tracta d'un estudi en tres dimensions, fet sobre una geometria de 5mx4mx3m, com es mostra en la *Figura 5.4*, establint un pla de simetria per a reduir el domini computacional a la meitat i estalviar temps de càlcul:

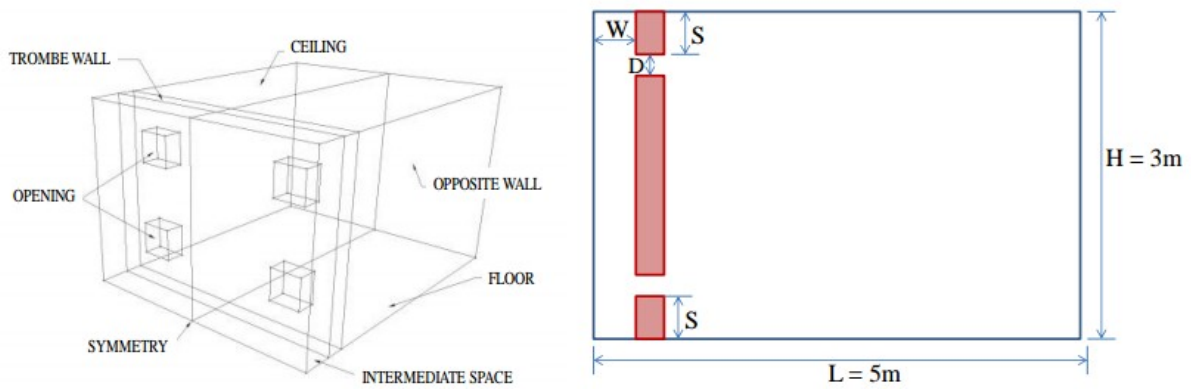


Figura 5.4: Mur Trombe amb obertures i habitacle.

En les *Figures 5.5 i 5.6* es pot veure la distribució de la temperatura i la velocitat en una secció a la meitat de les obertures.

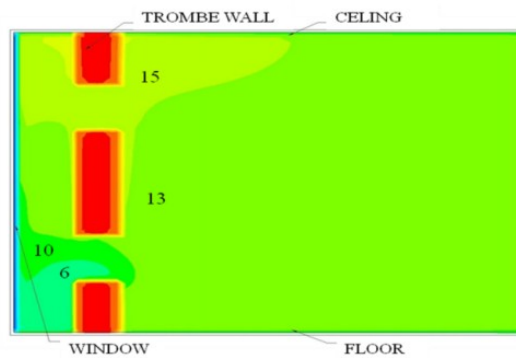


Figura 5.5: Distribució de la temperatura.

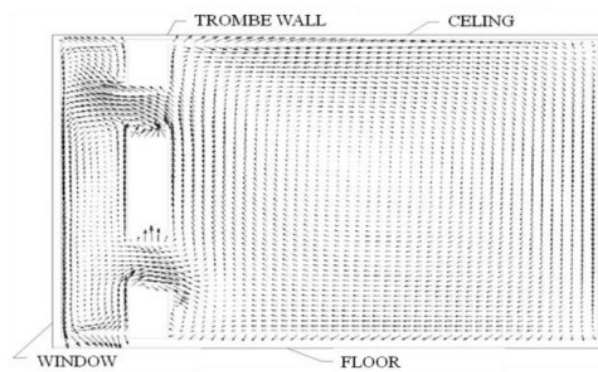


Figura 5.6: Distribució de la velocitat.

En el següent estudi [3] s'ha realitzat una simulació d'un sistema en un edifici del centre de visitants del parc nacional Blue Ridge Parkway a Asheville, Carolina del Nord, EUA. El codi CFD usat és NPHASE juntament amb el codi RadTherm per a l'acoblament tèrmic que inclou factors ambientals com la radiació solar.

En la *Figura 5.7* es pot veure una vista general exterior del projecte i la *Figura 5.8* mostra la distribució de temperatura i velocitat a la regió al voltant del mur Trombe.



Figura 5.7: Visió general exterior de l'edifici projectat.

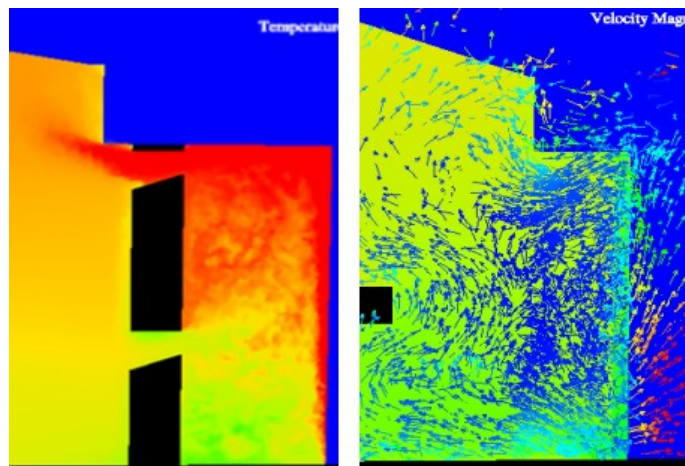


Figura 5.8: Distribució de temperatura i velocitat.

El següent estudi [4] és un estudi experimental de dos instal·lacions de mur Trombe. Una es

troba a l'edifici de l'entrada en el National Renewable Energy Laboratory's (NREL's) National Wind Technology Center, Colorado, EUA, Figura 5.9 esquerra. L'altra es troba a l'edifici d'entrada de visitants al Zion National Park, Utah, EUA, Figura 5.9 dreta. En aquests dos casos els murs Trombe no són ventilats, no escalfen aire cap a l'interior. El gruix dels murs és de 10cm.



Figura 5.9: Instal·lacions a NREL (esquerra) i Zion National Park (dreta).

La mesura de la temperatura es va fer mitjançant imatges d'infrarojos, com es mostra en la Figura 5.10. Es pot observar com en tots dos casos la temperatura a l'interior arriba a 32°C.

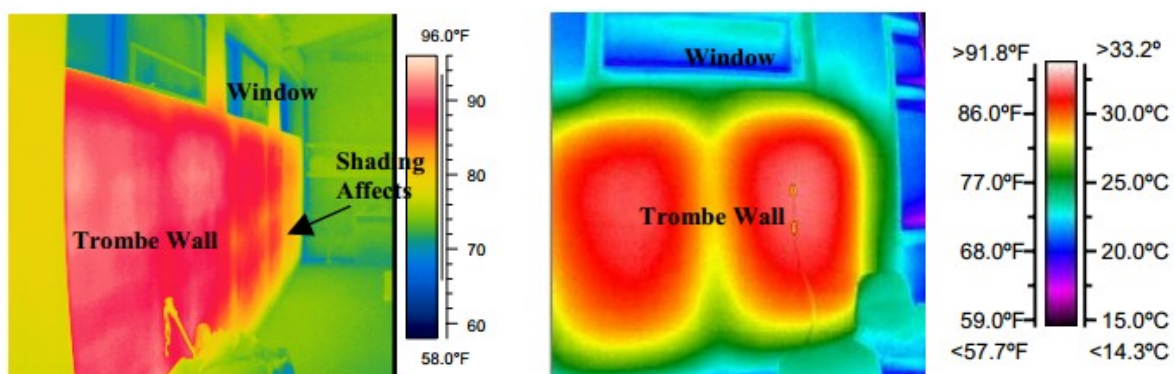


Figura 5.10: Imatges d'infrarojos de l'interior de les edificacions: NREL (dreta) i Zion National Park (esquerra).

L'autor no ha trobat cap referència a cap estudi similar usant OpenFOAM.

5.3. Geometries emprades

L'edificació que s'ha usat com a model en aquesta simulació comprèn un sol habitacle, un pis, sense parets ni finestres, sense objectes ni mobiliari a l'interior. Degut a que la simulació que s'ha realitzat és de dues dimensions la geometria emprada és un tall perpendicular a la façana, passant pel mig de les obertures dels conductes de l'aire. Això equival a suposar obertures lineals al llarg de la façana en comptes de puntuals.

El domini de càlcul comprèn les següents regions:

- Sòlides: *mur Trombe*, *paret*, *sostre*, *terra* i *subsòl*.
- Fluida: *aire*.

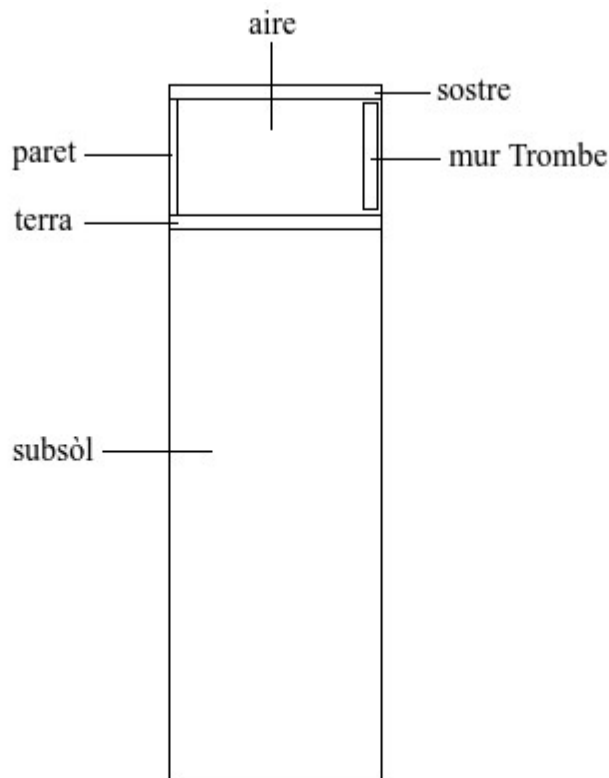


Figura 5.11: Regions del cas d'estudi.

Les dimensions de l'habitacle són 4m x 2,5m i les del mur Trombe 0,3m x 2,3m. Les dimensions dels conductes superior i inferior i l'espai entre mur i vidre són de 0,1m. El gruix del sostre i del terra és de 0,3m i el de la paret 0,2m. El subsòl té una profunditat de 12m.

5.4. Condicions inicials

Per a la regió fluida les condicions inicials per a la velocitat i la pressió han estat velocitat nul·la i pressió atmosfèrica.

En quant a la temperatura en totes les regions excepte en el subsòl la temperatura inicial ha estat de 293K

En el subsòl s'ha imposat inicialment una distribució lineal de temperatura creixent des del seu mínim en la profunditat màxima a 12m de 288K fins a la temperatura a la que s'ha inicialitzat la resta de les regions. [5]

5.5. Condicions de contorn

Les condicions de contorn són especificacions espacials o temporals dels valors o comportament de les variables en els contorns necessàries per a produir una solució única. En el cas d'estudi s'han usat condicions de contorn genèriques amb les que està proveït l'OpenFOAM, que cobreixen les situacions més habituals, i, per altra banda, s'han escrit condicions de contorn noves per a satisfer les necessitats particulars del cas d'estudi. Aquestes últimes mereixen una especial atenció i seran tractades en profunditat més endavant.

A mode d'introducció es poden definir dues categories:

- Condicions de contorn exteriors: són les que limiten el domini de càlcul.
- Condicions de contorn d'acoblament entre regions: són condicions de contorn internes al domini de càlcul. Connecten regions sòlid-sòlid o fluid-sòlid.

Per a la regió aire la condició de contorn per a la velocitat és de velocitat nul·la, ja que el sistema és tancat, no hi ha entrades ni sortides i l'aire es troba sempre en contacte amb una paret estàtica. La condició de contorn per a la pressió ajusta el gradient de pressió per a que es satisfaci la condició de contorn per a la velocitat. En el cas de velocitat nul·la el gradient de pressió és nul. Per a la temperatura hi ha condicions de contorn d'acoblament amb els sòlids que contempen, a més a més de la conducció, la radiació entre superfícies i l'addició de la radiació solar en el cas del mur Trombe i del vidre.

En la *Figura 5.12* es mostra de color vermell les condicions de contorn externes, de color blau les condicions de contorn d'acoblament entre regions i senyalades les condicions de contorn personalitzades.

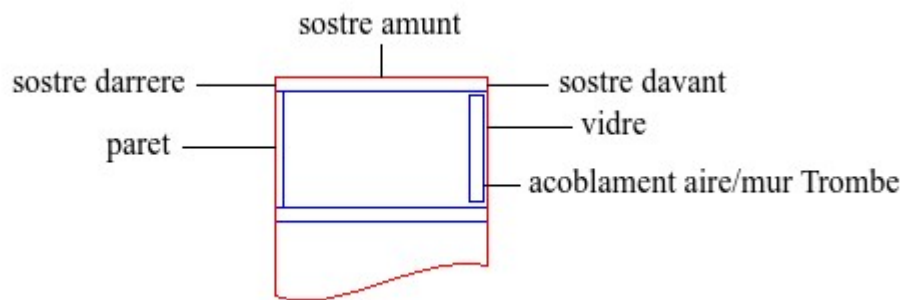


Figura 5.12: Condicions de contorns internes, externes i personalitzades.

5.6. Propietats dels materials

En la *Taula 5.1* es mostren les propietats termodinàmiques per a les diferents regions. Aquestes propietats han estat considerades constants.

	<i>Aire</i>	<i>mur Trombe, paret, terra, sostre</i>	<i>subsòl</i>
Densitat ρ [Kg/m³]	-	1800	2000
Calor específica C_p [J/kgK]	1004,5	900	900
Conductivitat tèrmica λ [W/mK]	-	0,54	2
Nombre de Prandtl Pr [-]	0,7	-	-
Viscositat dinàmica μ [Pa·s]	$1,8 \cdot 10^{-5}$	-	-

Taula 5.1: Propietats termodinàmiques per a les diferents regions.

6. Fenòmens físics

Una vegada descrit el sistema a analitzar cal veure quins són els fenòmens físics involucrats i quines són les equacions que els representen.

Com s'ha vist el sistema està format per regions de dos tipus: sòlid i líquid. S'analitzaran primerament les equacions fonamentals que caracteritzen la dinàmica de fluids i la transferència de calor en la regió fluida i la transferència de calor en les sòlides. Seguidament es descriuran dos fenòmens a tenir en compte en la regió fluida: la turbulència i la radiació.

6.1. Fluid

Les equacions que descriuen el comportament del fluid provenen d'aplicar les lleis de conservació a un volum de control infinitesimal. Es troben descrites en detall en [6] i es refereixen comunament com a equacions de Navier-Stokes.

6.1.1. Equació de continuïtat

D'aplicar la llei de conservació de la massa a un volum infinitesimal s'obté l'equació (6.1).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot v) = 0 \quad (6.1)$$

On ρ és la densitat volumètrica del fluid, v és el vector velocitat del fluid i t és el temps.

Cal notar en aquesta equació que la massa és solament transportada degut a la convecció, no hi ha terme difusiu.

6.1.2. Equació de quantitat de moviment

Aquesta equació s'obté d'aplicar la Segona Llei de Newton a un fluid que passa per un volum infinitesimal.

$$\Sigma F = \rho \frac{dv}{dt} dx dy dz \quad (6.2)$$

El terme ΣF representa el sumatori de les forces que actuen sobre el fluid en el volum de control.

Les forces que actuen sobre el fluid són de dos tipus: volumètriques i superficials. Les primeres estan compreses únicament per les forces gravitacionals. Les segones per les forces de pressió i viscoses.

Tenint en compte això l'equació (6.2) es desenvolupa fins a arribar a l'equació (6.3).

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho \cdot g - \nabla p + \nabla \tau_{ij} \quad (6.3)$$

On g és l'acceleració de la gravetat, p és la pressió i τ_{ij} és el tensor d'esforços viscosos.

Es poden trobar els següents termes:

- El terme de les forces gravitacionals és $\rho \cdot g$.
- Els següents termes comprenen les forces de pressió i viscosa $-\nabla p + \nabla \tau_{ij}$.
- El terme $\rho \frac{dv}{dt}$ representa la massa per l'acceleració, on aquesta última pot ser

descomposta en acceleració local i acceleració convectiva, d'acord a

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla v \right).$$

6.1.3. Equació de l'energia

D'aplicar la Primera Llei de la Termodinàmica i la Llei de Fourier a un volum de control diferencial s'obté l'equació de l'energia:

$$\rho \frac{dU}{dt} + p(\nabla \cdot v) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \Phi + S \quad (6.4)$$

On U és l'energia interna del fluid, λ és la conductivitat tèrmica del fluid i Φ és la funció de dissipació viscosa, que és una funció quadràtica que representa la conversió d'energia mecànica en calor. El terme S representa els termes font i permet incloure altres formes d'energia com, per exemple, la radiació.

6.1.4. Equacions de tancament

S'han presentat tres equacions amb un total de cinc incògnites (ρ , v , p , U i T), per tant, es necessiten dues equacions més per a poder resoldre el sistema.

Aquestes equacions són una per la densitat (6.5) i una per l'energia interna (6.6), que depenen de la pressió i la temperatura. D'aquesta manera es relacionen les propietats entre si i serveixen com a equacions de tancament.

$$\rho = \rho(p, T) \quad (6.5)$$

$$U = U(p, T) \quad (6.6)$$

6.2. Sòlid

6.2.1. Equació de l'energia

En un sòlid el nombre d'equacions es redueix ja que no hi ha velocitat. L'única equació a considerar és la de l'energia.

D'aplicar la Primera Llei de la Termodinàmica i la Llei de Fourier s'obté l'equació de l'energia, segons [7]. En aquest cas l'únic fenomen a contemplar és el de la conducció ja que no hi ha generació en les regions sòlides.

$$\alpha \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6.7)$$

On α és la difusivitat tèrmica definida com:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p} \quad (6.8)$$

6.3. Turbulència

Un flux turbulent es caracteritza per fluctuacions en la velocitat d'una manera aparentment aleatòria en totes les direccions i en infinites escales. El flux és tridimensional, caòtic, difusiu, dissipatiu i intermitent. Es pot trobar una definició detallada a [8].

El flux està format per estructures turbulentes, remolins, d'infinites escales, és a dir, cada un amb velocitats i mides diferents. Els remolins més grans extreuen l'energia cinètica del flux principal i la van cedint als remolins de menor mida, fins que els més petits la dissipen en forma d'energia tèrmica. Tot i això les escales més petites segueixen sent molt més grans que

l'escala molecular, és per això que el flux es tracta com un continu.

El fenomen de la turbulència és dissipatiu ja que augmenta l'intercanvi de moment, la fricció i la transferència de calor.

Els fluxos turbulents es caracteritzen per nombres de Reynolds elevats. Per a canonades $Re_D > 2.300$ i en capes límit $Re_x > 500.000$.

La turbulència és un fenomen molt complex i molt costós computacionalment parlant. Regit per les equacions de Navier-Stokes, hi ha diferents aproximacions possibles a l'hora de resoldre aquest fenomen:

- DNS (*Direct Numerical Simulation*): aquest mètode resol les equacions de Navier-Stokes en totes les escales. És el que té un cost computacional més elevat i per això s'acostuma a usar per a nombres de Reynolds petits.
- LES (*Large Eddy Simulation*): amb aquest mètode s'aplica un filtre per a separar les estructures més grans de les més petites. Per a les primeres es resolen les equacions governants mentre que per les segones el seu efecte és modelat.
- RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*): s'usen formes temporalment promitjades de les variables a l'hora de resoldre les equacions governants.

La tria d'un model o altre dependrà, doncs, del detall amb què es pretengui analitzar el fenomen de la turbulència i dels recursos de que es disposi a l'hora de realitzar els càlculs. Degut a la naturalesa del cas d'estudi, dominat per la convecció natural, no s'espera obtenir velocitats elevades. La influència de fenòmens turbulents, en el cas que n'hi hagi, s'espera que sigui baixa. El model que s'ajusta més a la complexitat dels fenòmens esperats i que comporta una càrrega computacional més assequible és el RANS. Una descripció detallada del model es pot trobar a [9].

6.3.1. Model RANS

El flux s'analitza en dues parts, una component promitjada i una component fluctuant. Aquesta idea s'anomena descomposició de Reynolds, on una quantitat instantània queda dividida en una de mitjana, independent del temps, i en una de fluctuant. En el cas de la velocitat s'obté l'equació (6.9):

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i \quad (6.9)$$

Es pot visualitzar aquesta idea en la *Figura 6.1*:

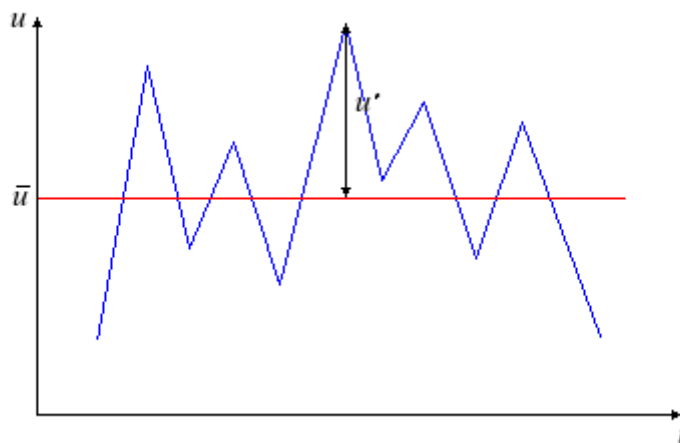


Figura 6.1: Velocitat mitja i instantània.

A més a més d'aquesta descomposició de les variables, en les equacions de Navier-Stokes es substitueix la viscositat cinemàtica i la difusivitat tèrmica per uns valors efectius. Aquests valors efectius es descomponen en dos termes, un sense efectes de turbulència i un altre que incorpora els efectes de la turbulència, com es pot veure en les equacions (6.10) i (6.11):

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_T \quad (6.10)$$

$$\alpha_{eff} = \alpha + \alpha_T \quad (6.11)$$

La relació entre la difusivitat tèrmica i la viscositat cinemàtica turbulenta es troba en l'equació (6.12), on Pr és el nombre de Prandtl.

$$\alpha_T = \frac{\nu_T}{Pr_T} \quad (6.12)$$

De la tria del model de turbulència en dependrà la manera com aquesta viscositat turbulenta sigui calculada.

A continuació es descriuran breument alguns dels models més habituals:

- Model $k - \varepsilon$: adequat per a fluxos no massa complexos, amb gradients de pressió petits, senzill d'implementar i amb un cost computacional baix. Treballa malament en els casos de forts gradients de pressió, separació de capa límit i forta curvatura del flux principal. La principal feblesa es troba en la incapacitat de treballar amb gradients de pressió negatius. Tot i això és el model més àmpliament utilitzat i, per tant, del que se'n coneixen millor les seves aplicacions i limitacions.
- Model $k - \omega$: aquest model es comporta millor que el $k - \varepsilon$ en situacions amb gradients de pressió elevats, lleugers gradients de pressió negatius i té certa aplicabilitat en casos amb separació. El seu cost computacional és força més elevat ja que requereix un mallat més fi, especialment en les zones properes a les parets.

Aquests són models de dues equacions, això vol dir que es desenvolupen dues equacions de transport per a dues variables turbulentes noves. La k és l'energia cinètica turbulenta, la ε és el rati de dissipació d'energia turbulenta i la ω és la freqüència turbulenta.

Segons les característiques del cas a estudiar, dominat per la convecció natural, el model convenient és el $k - \varepsilon$. S'esperen fluxos no complexos, velocitats baixes, gradients de pressió

baixos i baixes curvatures del flux principal.

6.3.2. Model $k - \varepsilon$

En aquest model s'expressa la viscositat turbulenta ν_T com a funció entre l'energia cinètica turbulenta k i el rati de dissipació d'energia turbulenta ε , equació (6.13), i s'escriuen dues equacions de transport per a aquestes dues magnituds, equacions (6.14) i (6.15).

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.13)$$

$$\frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot \left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} \nabla k \right) + P - \varepsilon \quad (6.14)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \nabla \cdot \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{P \varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6.15)$$

On P és el rati de producció d'energia cinètica turbulenta, segons l'equació (6.16).

$$P = \langle u_i \cdot u_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \cdot u_j \rangle}{\partial x_j} \quad (6.16)$$

Les següents constants prenen valors segons [9], obtinguts de forma experimental.

$$C_\mu = 0,09; \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3.$$

6.4. Radiació

En el sistema que s'està analitzant un dels elements principals actua com a hivernacle. La

radiació solar travessa el vidre, és absorbida en el mur i part d'aquesta re-emesa en forma de radiació infraroja, que no és capaç de travessar el vidre i queda atrapada en el sistema. Es veu, doncs, que el fenomen de la radiació és d'un interès fonamental en aquest estudi.

Primerament s'exposarà la base teòrica de la transferència de calor per radiació en el medi fluid, l'aire, i del model de radiació emprat. S'estarà parlant de radiació infraroja.

A continuació s'explicarà el mètode que s'ha usat per a incorporar el flux de radiació solar sobre les superfícies.

6.4.1. DOM

El mètode de resolució de la transferència de calor per radiació que s'ha usat és el de ordenades discretes (*Discrete Ordinates Method* en anglès). Aquest mètode consisteix en resoldre l'equació del transport radiant per un nombre finit de direccions. Aquest mètode és adequat en el cas de treballar amb medis participant. En el cas d'estudi el medi fluid, l'aire, no és participant. L'elecció d'aquest mètode ha estat forçada pel fet de que permet treballar en dues dimensions, a diferència del mètode dels factors de visió, que té un cost computacional molt més baix i és adequat pel cas de radiació entre superfícies, però que en OpenFOAM només és capaç de treballar en tres dimensions.

L'equació del transport radiant per un medi absorbent i emissiu, per una trajectòria s s'escriu [10]:

$$\frac{di_{\lambda}}{ds} = -a_{\lambda}i_{\lambda}(s) + a_{\lambda}i_{b\lambda}(s) \quad (6.17)$$

on i_{λ} és la intensitat espectral de radiació, a_{λ} el coeficient espectral d'absorció del medi i $i_{b\lambda}$ la intensitat espectral de radiació de cos negre segons l'equació [11]:

$$i_{b\lambda} = \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (6.18)$$

on σ és la constant de Stefan-Boltzmann i T la temperatura absoluta de la superfície. El primer terme a la dreta de l'equació (6.17) correspon a la disminució de la intensitat per l'absorció del medi i el segon terme correspon a l'augment de la intensitat per l'emissió del medi. Per a una superfície difusa la intensitat sortint s'escriu [12]:

$$i_{\lambda o} = \varepsilon i_{b\lambda} + \frac{1 - \varepsilon}{\pi} \int_0^{2\pi} i_{\lambda i} \cos \theta d\Omega \quad (6.19)$$

on $i_{\lambda o}$ és la intensitat sortint en la trajectòria s , ε l'emissivitat de la superfície, $i_{\lambda i}$ la intensitat incident, θ l'angle entre la trajectòria de $i_{\lambda i}$ i la normal de la superfície. El primer terme a la dreta de l'equació (6.19) correspon a la intensitat que abandona la superfície per emissió i el segon correspon a la reflexió difusa d'energia incident.

Una vegada resolta l'ETR per a totes les direccions es coneixen les intensitats en totes les direccions i, per tant, es pot calcular el flux radiatiu sobre les superfícies. L'Equació (6.20) calcula el vector de flux radiant i, a partir d'aquest, mitjançant l'equació (6.21), es pot calcular el flux net de radiació sobre una superfície amb vector normal \hat{n} [13].

$$\vec{q}_r(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} i_\lambda(\vec{r}, \hat{s}) \hat{s} d\Omega \quad (6.20)$$

$$q_{r,n}(\vec{r}) = \vec{q}_r(\vec{r}) \cdot \hat{n} = \int_0^{4\pi} i_\lambda(\vec{r}, \hat{s}) (\hat{s} \cdot \hat{n}) d\Omega \quad (6.21)$$

El mètode de les ordenades discretes consisteix en discretitzar l'espai en volums de control i les direccions on es donarà lloc el càlcul radiant. D'aquesta manera l'equació de transport radiant (6.17) discretitzada en M direccions queda [14]:

$$\left[\sum_{f=1}^F \sum_{(\hat{s}_m \cdot \hat{n}_f > 0)} \hat{s}_m \cdot \hat{n}_f A_f + aV \right] i_{P,m} = \sum_{f=1}^F \sum_{(\hat{s}_m \cdot \hat{n}_f > 0)} |\hat{s}_m \cdot \hat{n}_f| A_f i_{U,f,m} + aV i_{b,P} \quad (6.22)$$

per a una cel·la de volum V centrada en el punt P , on f és el centre de la cara d'àrea A_f que limita el volum V , del total F de cares que limiten V , m és la direcció m -èsima de les M direccions, \hat{s}_m és el vector director unitari de la trajectòria s_m , \hat{n}_f és el vector unitari de la normal a la cara f , i $i_{U,f,m}$ és la intensitat radiant en el centre del node veí en el sentit oposat a la direcció de la intensitat radiant. Noti's que els subíndex λ han estat omesos.

L'equació de la intensitat sortint en una superfície de contorn (6.19) queda [14]:

$$i_{o,m} = \varepsilon i_b + \frac{1-\varepsilon}{\pi} \left[\sum_{k=1}^M \sum_{(\hat{s}_k \cdot \hat{n} < 0)} w_k i_{i,k} |\hat{s}_k \cdot \hat{n}| \right] \quad (6.23)$$

on k és la k -èsima direcció incident del conjunt M i w_k és un factor de ponderació per a la quadratura k -èsima (es pot interpretar com un increment d'angle sòlid) corresponent a la intensitat incident $i_{i,k}$, que segueix la direcció \hat{s}_k .

Cal notar que, com s'ha comentat, en el cas d'estudi el medi no és participant, per tant, els coeficients d'absorció a_λ valdrà zero.

Les equacions (6.20) i (6.21) del vector de flux radiant i del flux net de radiació sobre una superfície amb vector normal \hat{n} queden, respectivament [12]:

$$\vec{q}_r(\vec{r}) = \sum_{m=1}^M w_m i(\vec{r}, \hat{s}_m) \hat{s}_m \quad (6.24)$$

$$q_{r,n}(\vec{r}) = \vec{q}_r(\vec{r}) \cdot \hat{n} = \sum_{m=1}^M w_m i(\vec{r}, \hat{s}_m) (\hat{s}_m \cdot \hat{n}) \quad (6.25)$$

6.4.2. Radiació solar

El flux de radiació solar ha estat calculat per un calculador solar incorporat a OpenFOAM i imposat a les condicions de contorn de les superfícies que el reben. L'addició del terme de radiació solar en les condicions de contorn serà explicat en el capítol següent.

El calculador solar de l'OpenFOAM calcula, per una banda, la posició del sol donada una localització i una data. Per una altra, calcula la intensitat d'aquesta radiació segons la posició del sol respecte les superfícies on incideix i unes correlacions que tenen en compte l'efecte de l'atmosfera i condicions ambientals.

Una explicació detallada del mètode per a calcular la radiació incident es pot trobar a [15]. A continuació es farà un resum dels punts més rellevants.

Es pot definir la irradiació solar total $I_{t\theta}$ sobre una superfície amb un angle d'incidència θ com:

$$I_{t\theta} = I_{DN} \cos \theta + I_{d\theta} + I_r \quad (6.26)$$

on I_{DN} és la intensitat d'irradiació normal directa, $I_{d\theta}$ és la component difusa i I_r és la radiació reflexada en l'entorn. La component directa normal és:

$$I_{DN} = A e^{-\frac{B}{\sin \beta}} \quad (6.27)$$

on A és la irradiació extraterrestre aparent per a una massa d'aire zero, B és el coeficient d'extinció atmosfèrica i β és l'altitud solar. La component difusa és:

$$I_{d\theta} = C I_{DN} F_{ss} \quad (6.28)$$

on C és el rati entre la radiació difusa sobre una superfície horitzontal en un dia clar i la normal directa:

$$C = \frac{I_{dH}}{I_{DN}} \quad (6.29)$$

$$F_{ss} = \frac{1 + \cos \Sigma}{2} \quad (6.30)$$

Σ és l'angle d'inclinació de la superfície mesurat des de l'horitzontal. La radiació reflexada és:

$$I_r = I_{tH} \rho_g F_{sg} \quad (6.31)$$

on I_{tH} és la radiació horitzontal total i ρ_g la reflectivitat del terra del voltant.

$$F_{sg} = \frac{1 - \cos \Sigma}{2} \quad (6.32)$$

Els valors d'A, B i C són tabulats a [16] segons el mes de l'any, gener per al cas d'estudi. El valor de ρ_g depèn del tipus de sòl que envolta les superfícies.

A	1230 W/m ²
B	0,142
C	0,058
ρ_g	0,2

7. Condicions de contorn

En aquest capítol es descriuran les condicions de contorn que han estat escrites per a satisfer les particularitats del cas d'estudi. Són condicions de contorn per a la temperatura i inclouen els efectes climàtics com la temperatura exterior o la radiació solar. Seran dividides segons la regió en la que es trobin.

7.1. Regió aire

En aquesta regió s'han escrit dues condicions de contorn noves, una d'exterior pel vidre i una d'acoblament entre l'aire i el mur Trombe.

7.1.1. Vidre

Aquesta condició de contorn contempla per la banda de l'aire la conducció i la radiació tèrmica i per la banda exterior la transferència de calor per convecció, l'intercanvi radiatiu amb el cel i la radiació solar. Cal notar que en els fluids també es parla de conducció ja que la transferència de calor és calculada entre nodes adjacents.

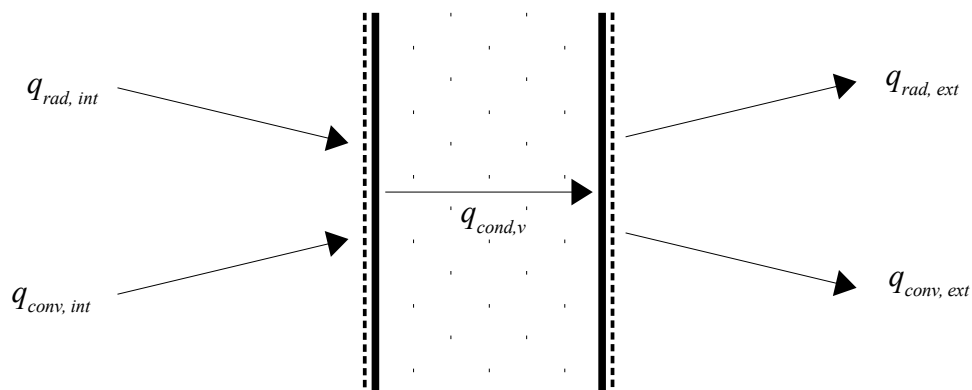


Figura 7.1: Balanç tèrmic en el vidre.

S'escriu el balanç d'energia entre l'aire interior i l'exterior del vidre, igualant el flux tèrmic a l'interior, a través del vidre i a l'exterior. Cal notar que el vidre queda fora del domini de càlcul. Això implica que no es resol l'equació de l'energia per al vidre, però afegeix una resistència tèrmica al balanç.

$$q_{rad, int} + q_{conv, int} = q_{cond, v} = q_{rad, ext} + q_{conv, ext} \quad (7.1)$$

El primer terme és la radiació que rep el costat interior del vidre en la regió aire. Aquesta radiació és la suma de la radiació tèrmica calculada pel model de radiació més una fracció de la radiació solar, aproximant així l'absorció del vidre:

$$q_{rad, int} = q_r + 0,05 \cdot q_{sv} \quad (7.2)$$

on q_r és la radiació calculada pel model de radiació en el contorn i q_{sv} la radiació solar incident per a una superfície vertical. S'ha suposat una absorció del 5% de radiació solar en el vidre.

Els valors de q_{sv} estan representats en la *Figura 7.2* i compleixen l'*Equació 7.3*. L'origen d'aquests valors s'explica a l'apartat 6.4.2.

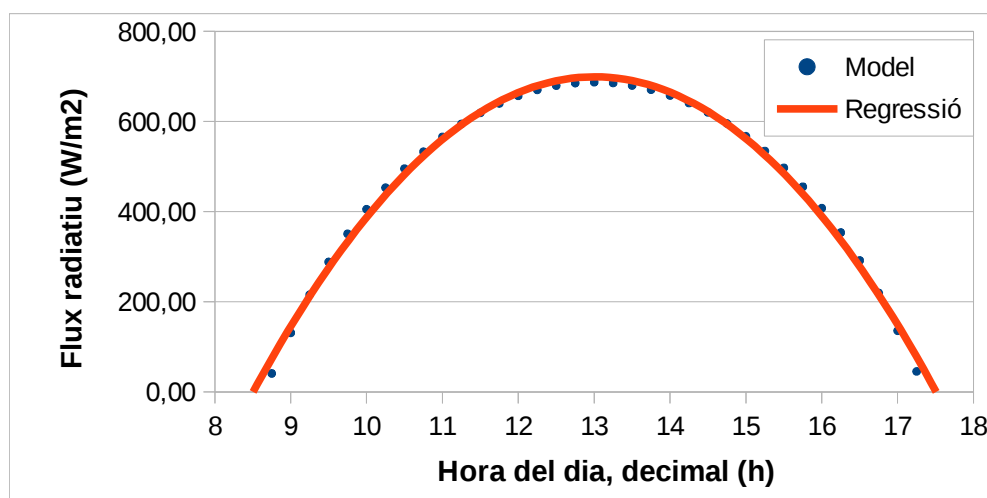


Figura 7.2: Radiació solar incident per a una superfície vertical q_{sv}

Amb l'equació de regressió:

$$q_{sv} = -34,486t^2 + 897,094t - 5135,022 \quad (7.3)$$

on t és el temps en hores.

El segon terme és la transferència de calor entre l'aire i el vidre, calculada com a conducció entre el node adjacent al contorn i el node al contorn:

$$q_{conv,int} = \frac{k_i}{\delta_i} (T_i - T_s) \quad (7.4)$$

on k_i és la conductivitat tèrmica de l'aire, δ_i és la distància entre nodes, T_i és la temperatura al node interior i T_s és la temperatura al node del contorn.

La conducció a través del vidre s'escriu com:

$$q_{cond,v} = \frac{k_v}{\delta_v} (T_s - T_v) \quad (7.5)$$

on k_v és la conductivitat tèrmica del vidre amb valor 0,94W/mK, δ_v és el gruix del vidre amb valor 0,006m, T_s és la temperatura al node del contorn i T_v és la temperatura del vidre.

A la banda exterior el primer terme correspon a l'intercanvi radiatiu entre la superfície del vidre i el cel:

$$q_{rad,ext} = \epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{cel}^4) \quad (7.6)$$

on ϵ_v és l'emissivitat del vidre amb valor igual a 0,94, σ és la constant de Stefan-Boltzmann,

T_v és la temperatura a la superfície exterior del vidre i T_{cel} és la temperatura aparent del cel calculada segons [17]:

$$T_{cel} = \varepsilon_{at}^{0,25} T_{aire} \quad (7.7)$$

on ε_{at} és l'emissivitat del cel amb valor igual a 0,84 i T_{aire} és la temperatura de l'aire exterior. La temperatura aparent del cel està definida com la temperatura a la qual el cel, com a cos negre, emet radiació al mateix ritme al que emet realment l'atmosfera a nivell de terra amb la seva emissivitat real.

La temperatura de l'aire correspon a la temperatura horària mitja del mes de Gener per a la zona central de Catalunya [18]. Es pot veure la seva evolució en la *Figura 7.3*. S'ha dividit la mostra en tres trams i se n'han obtingut les equacions de les regressions 7.8.

Hora (h)	1	2	3	4	5	6	7	8
Temperatura (K)	276,8	276,6	276,4	276,1	276	275,8	275,7	275,6
	9	10	11	12	13	14	15	16
	276	277,1	278,4	279,7	280,7	281,5	282	282,1
	17	18	19	20	21	22	23	24
	281,4	280,2	279,2	278,6	278,1	277,8	277,4	277,1

Taula 7.1: *Evolució horària de la temperatura de l'aire.*

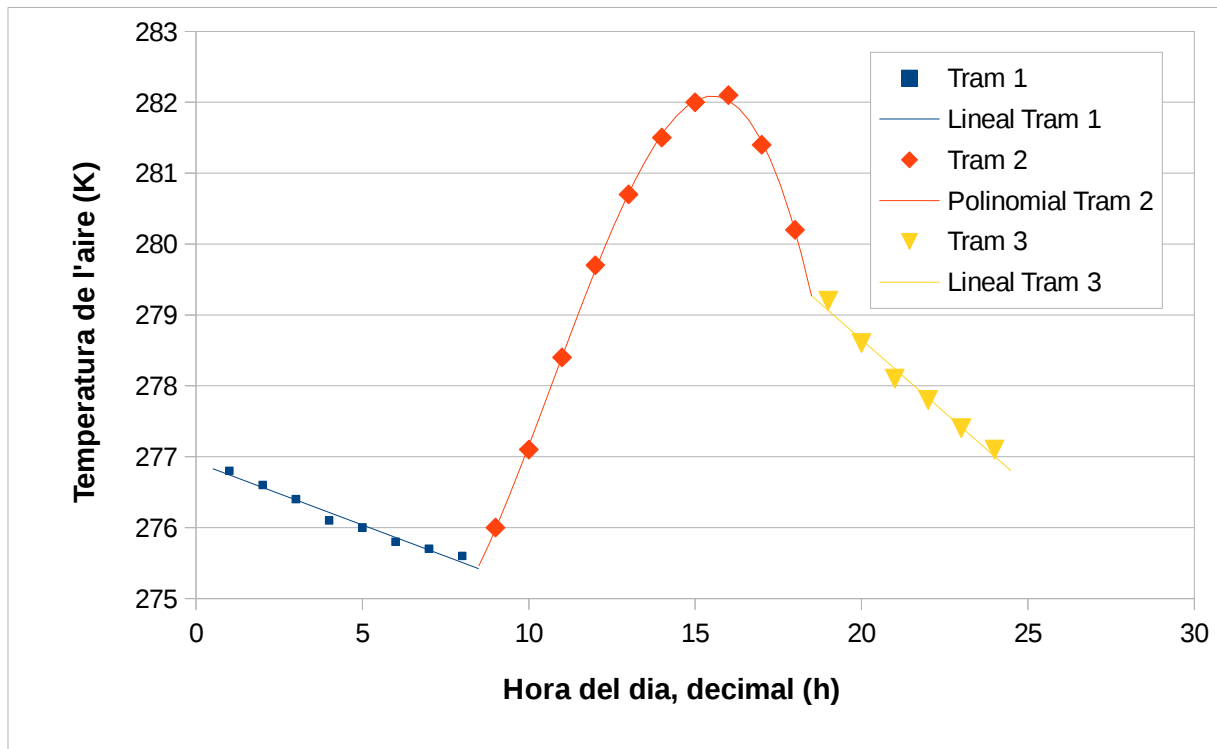


Figura 7.3: Evolució horària de la temperatura de l'aire.

$$\begin{aligned}
 T_{\text{aire}} &= -0,1762t + 276,92 && \text{per a } 0 < t \leq 8,5 \\
 T_{\text{aire}} &= -0,01829t^3 + 0,5888t^2 - 5,05t + 287,12 && \text{per a } 8,5 < t \leq 18,5 \\
 T_{\text{aire}} &= -0,4114t + 286,88 && \text{per a } 18,5 < t \leq 24
 \end{aligned}
 \tag{7.8}$$

El segon terme correspon a la transferència de calor per convecció amb l'aire exterior:

$$q_{\text{conv,ext}} = h(T_v - T_{\text{aire}})
 \tag{7.9}$$

on h és el coeficient de convecció.

S'ha triat un valor constant del coeficient de convecció h a partir de correlacions obtingudes experimentalment. A [19] per a un edifici de dimensions reduïdes s'obté la següent correlació pel coeficient de convecció h a la façana:

$$h = 5,1 U_{10}^{0,82} \quad \text{per a} \quad 0,05 < U_{10} < 5 \text{ m/s} \quad (7.10)$$

on U_{10} és la velocitat a 10 metres d'alçada en m/s.

S'ha pres un valor força conservatiu del coeficient de convecció h corresponent a condicions de poc vent a la superfície:

$$h = 4 \quad , \quad U_{10} \simeq 0,75 \text{ m/s} \quad (7.11)$$

El balanç plantejat en l'equació (7.1) queda:

$$q_r + 0,05 \cdot q_{sv} + \frac{k_i}{\delta_i} (T_i - T_s) = \frac{k_v}{\delta_v} (T_s - T_v) = \epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{cel}^4) + h (T_v - T_{aire}) \quad (7.12)$$

D'aquest balanç d'energia se n'ha de desenvolupar una expressió per a T_s que depengui de les diferents variables resoltes. Aquí apareixen dues qüestions:

- el vidre es troba fora del domini de càlcul, això vol dir que la variable T_v no és resolta pel codi. Es pot fer desaparèixer T_v del balanç sabent que per a resistències tèrmiques en sèrie es compleix:

$$\frac{T_1 - T_2}{R_{12}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{23}} = \frac{T_1 - T_3}{R_{13}} \quad (7.13)$$

- en el balanç aquesta variable es troba a la quarta potència, T_v^4 . S'ha resolt linealitzant T_v^4 amb un desenvolupament de Taylor prenent només fins els termes de primer ordre:

$$T_v^4 = 4T_{v_o}^3 T_v - 3T_{v_o}^4 \quad (7.14)$$

on T_{v_o} és el la temperatura en la superfície del vidre al pas anterior. Aquesta expressió és lineal en T_v .

Amb aquests plantejaments a partir de l'equació (7.1) es pot desenvolupar l'equació (7.15) que correspon a la condició de contorn per a la temperatura a la regió aire en el contorn en contacte amb el vidre.

$$T_s = \frac{1}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \cdot \frac{3\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^4 + \varepsilon_v T_{cel}^4 + hT_{aire}}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} + \frac{\left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} \right) \frac{k_i}{\delta_i}}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \left(T_i + (q_r + 0,05 \cdot q_{sv}) \frac{\delta_i}{k_i} \right) \quad (7.15)$$

La temperatura en la superfície del vidre en el pas anterior s'avalua mitjançant l'equació (7.16).

$$T_{v_o} = -\frac{\delta_v}{k_v} (q_r + 0,05 \cdot q_{sv}) - \frac{\delta_v}{\delta_i} \frac{k_i}{k_v} (T_i - T_s) + T_s \quad (7.16)$$

S'ha de notar que s'han omès els subíndex o per a major claredat. S'ha de notar també que el valor de T_s a què es té accés és el del pas de temps anterior, ja que en l'actual encara no ha estat calculat.

L'estructuració de l'equació (7.15) correspon a la d'una condició de contorn mixta, en la que el valor al contorn resulta de la ponderació de dos altres: un corresponent a una condició de contorn de valor fix i un corresponent a una de gradient normal al contorn fix. La primera és anomenada de Dirichlet i la segona de Newmann. Seguint la nomenclatura usada en OpenFOAM, per a la temperatura aquesta pren la forma:

$$T_s = f \cdot refValue + (1 - f) (patchInternalField(T) + refGrad \cdot delta) \quad (7.17)$$

On f és l'expressió que pondera entre les dues condicions, $refValue$ és l'expressió que avalua la condició de valor constant, $patchInternalField()$ és una funció que retorna el valor del camp al node contigu al contorn, $refGrad$ és l'expressió que avalua la condició de gradient constant i $delta$ és la distància del node al contorn.

Es pot trobar aquesta equació implementada en el fitxer de codi *mixedFvPatchField.C* dins la funció *evaluate*:

```
template<class Type>
void mixedFvPatchField<Type>::evaluate(const Pstream::commsTypes)
{
    if (!this->updated())
    {
        this->updateCoeffs();
    }

    Field<Type>::operator=
    (
        valueFraction_*refValue_
        +
        (1.0 - valueFraction_)*
        (
            this->patchInternalField()
            + refGrad_/this->patch().deltaCoeffs()
        )
    );

    fvPatchField<Type>::evaluate();
}
```


on $\delta_{Coeffs}()$ és l'invers de la distància del node al contorn.

Per a l'equació (7.15) s'identifiquen els termes:

$$f = \frac{1}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \quad (7.18)$$

$$refValue = \frac{3\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^4 + \varepsilon_v T_{cel}^4 + hT_{aire}}{4\varepsilon_v \sigma T_{v_o}^3 + h} \quad (7.19)$$

$$patchInternalField(T) = T_i \quad (7.20)$$

$$refGrad = (q_r + 0,05 \cdot q_{sv}) \frac{1}{k_i} \quad (7.21)$$

En OpenFOAM es pot implementar una condició de contorn mixta usant la condició *groovyBC* que forma part de la llibreria externa *swak4Foam* [20]. A part dels termes de la condició de contorn mixta, a més a més, aquesta condició de contorn permet definir variables i equacions auxiliars i fer ús de funcions predefinides per a obtenir valors de camps, temps de càlcul...

S'ha provat una altra manera d'evitar treballar amb temperatures a la quarta [21] convertint el terme d'intercanvi radiatiu entre la superfície del vidre i el cel (7.6) en:

$$q_{rad, ext} = \varepsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{cel}^4) = h_r (T_v - T_{cel}) \quad (7.22)$$

amb

$$h_r = \varepsilon_v \sigma (T_v + T_{cel}) (T_v^2 + T_{cel}^2) \quad (7.23)$$

on T_v es calcula com en el cas anterior amb l'equació (7.16).

L'equació de la condició de contorn resulta:

$$T_s = \frac{1}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{h + h_r} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \cdot \frac{h + h_r \varepsilon_{at}^{0,25}}{h + h_r} T_{aire} + \frac{\left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{h + h_r} \right) \frac{k_i}{\delta_i}}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{h + h_r} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \left(T_i + (q_r + 0,05 \cdot q_{sv}) \frac{\delta_i}{k_i} \right) \quad (7.24)$$

amb els següents termes per a la condició de contorn mixta:

$$f = \frac{1}{1 + \left(\frac{\delta_v}{k_v} + \frac{1}{h + h_r} \right) \frac{k_i}{\delta_i}} \quad (7.25)$$

$$refValue = \frac{h + h_r \varepsilon_{at}^{0,25}}{h + h_r} T_{aire} \quad (7.26)$$

$$refGrad = (q_r + 0,05 \cdot q_{sv}) \frac{1}{k_i} \quad (7.27)$$

Usant tant el primer mètode amb l'equació (7.15) com el segon amb l'equació (7.24) s'han

obtingut resultats idèntics.

7.1.2. Acoblament aire/mur Trombe

L'acoblament entre una regió fluida i una sòlida per a la transferència de calor amb conducció a la part sòlida i convecció i radiació a la part fluida es fa mitjançant la condició *turbulentTemperatureRadCoupledMixed*. Aquesta és una condició de contorn derivada d'una condició de contorn mixta. La seva implementació es troba a l'arxiu de codi *turbulentTemperatureRadCoupledMixedFvPatchScalarField.C*:

```
valueFraction() = KDeltaNbr / (KDeltaNbr + KDelta);
refValue() = TcNbr;
refGrad() = (Qr + QrNbr) / kappa(Tp);
```

on:

$$KDeltaNbr = \frac{k_n}{\delta_n} \quad (7.28)$$

$$KDelta = \frac{k}{\delta} \quad (7.29)$$

i Q_r i Q_{rNbr} són els camps de radiació en la regió on s'imposa la condició de contorn i en la veïna. Cal notar que una regió és sòlida i opaca i, per tant, no té camp de radiació. Només hi ha radiació en la regió *aire*. Quan s'imposa aquesta condició de contorn en la regió *aire*, el camp de radiació de la regió *aire* s'especifica com el camp de la regió actual. Quan s'imposa aquesta condició de contorn en la regió *mur Trombe*, el camp de radiació de la regió *aire* s'especifica com el camp de la regió veïna.

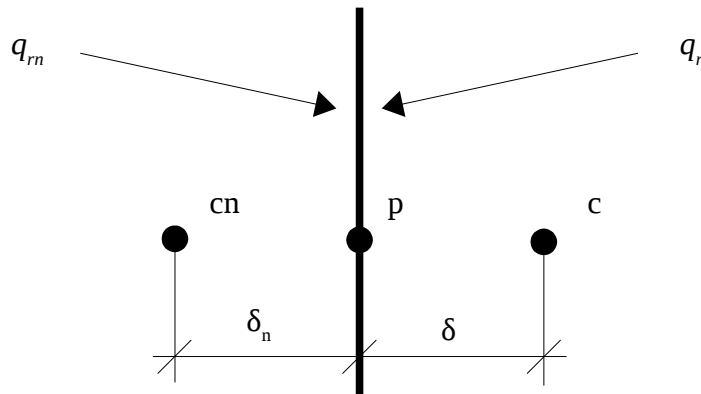


Figura 7.4: Esquema de la condició de contorn.

Es pot plantejar un balanç a la superfície entre les dues regions:

$$\frac{k_n}{\delta_n} (T_{cn} - T_p) + q_r + q_{rn} = \frac{k}{\delta} (T_p - T_c) \quad (7.30)$$

i obtenir la següent condició de contorn per a la temperatura:

$$T_p = \frac{\frac{k_n}{\delta_n}}{\frac{k}{\delta} + \frac{k_n}{\delta_n}} \cdot T_{cn} + \frac{\frac{k}{\delta}}{\frac{k}{\delta} + \frac{k_n}{\delta_n}} \cdot \left(T_c + \frac{q_r + q_{rn}}{\frac{k}{\delta}} \right) \quad (7.31)$$

que és el mateix que es troba en el codi.

L'estratègia que s'ha emprat per a afegir el flux de radiació solar al balanç ha estat sumar-lo al camp de radiació calculat pel model. D'aquesta manera s'evita reescriure la condició de contorn a la vegada que s'explora una solució alternativa.

Aquesta operació de manipulació de camps calculats pel programa es realitza mitjançant el que en OpenFOAM s'anomenen *function objects*. Són funcions que s'especifiquen a l'arxiu *controlDict* i que permeten incloure l'execució d'operacions addicionals durant l'execució

normal del codi. S'usa la funció *expressionField* per a crear un camp nou amb el valor del camp calculat pel model de radiació i seguidament la funció *manipulatePatchField* per a sumar-hi el valor de la radiació solar.

D'aquesta manera la condició de contorn imposada per a la temperatura en l'acoblament entre les regions *aire* i *mur Trombe* en la cara exterior del mur queda:

$$T_p = \frac{\frac{k_n}{\delta_n}}{\frac{k}{\delta} + \frac{k_n}{\delta_n}} \cdot T_{cn} + \frac{\frac{k}{\delta}}{\frac{k}{\delta} + \frac{k_n}{\delta_n}} \cdot \left(T_c + \frac{q_r + 0,95 \cdot q_{sv} + q_{rm}}{\frac{k}{\delta}} \right) \quad (7.32)$$

on la radiació solar que arriba al mur és un 95% de la total, després d'assumir una absorció del 5% al vidre.

7.2. Regió sostre

En aquesta regió s'han escrit tres condicions de contorn depenent de l'orientació de les cares: una per la cara que dona a la façana, una per la cara que dona a sobre i una per la cara que dona al darrere.

7.2.1. Sostre davant

El balanç d'energia en aquest costat comprèn, per la banda interior, la transferència de calor per conducció en la regió sòlida, i, per la banda exterior, la transferència de calor per convecció, l'intercanvi radiatiu amb el cel i la radiació solar.

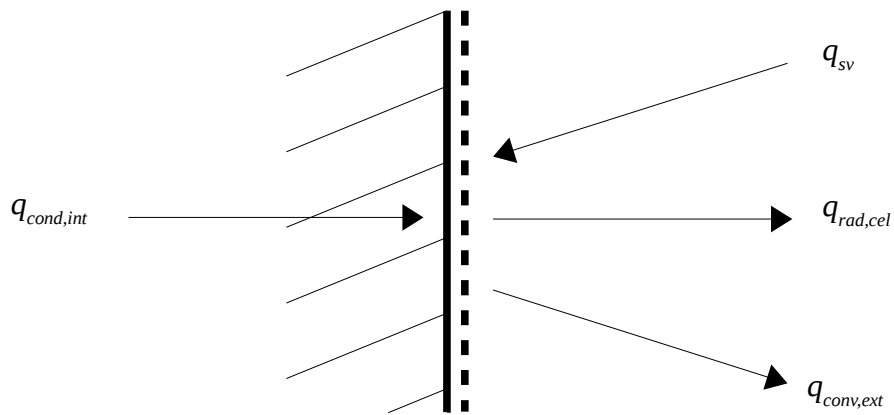


Figura 7.5: Esquema de la condició de contorn.

Es pot escriure el balanç:

$$q_{sv} + q_{cond, int} = q_{rad, cel} + q_{conv, ext} \quad (7.33)$$

amb

$$q_{cond, int} = \frac{k_i}{\delta_i} (T_i - T_s) \quad (7.34)$$

i amb les expressions de les equacions (7.6), (7.7) i (7.9) l'equació (7.33) queda:

$$q_{sv} + \frac{k_i}{\delta_i} (T_i - T_s) = \epsilon_s \sigma (T_s^4 - T_{cel}^4) + h (T_s - T_{aire}) \quad (7.35)$$

s'obté l'expressió de la condició de contorn:

$$T_s = \frac{q_{sv} + hT_{aire} + 3\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \varepsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} + \frac{\frac{k_i}{\delta_i}}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} T_i \quad (7.36)$$

on ε_s és l'emissivitat de la superfície amb valor igual a 0,94.

Per a l'equació (7.36) s'identifiquen els següents termes en la forma de l'equació de la condició de contorn mixta:

$$f = \frac{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + h}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} \quad (7.37)$$

$$refValue = \frac{q_{sv} + hT_{aire} + 3\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \varepsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + h} \quad (7.38)$$

$$refGrad = 0 \quad (7.39)$$

7.2.2. Sostre amunt

Els balanç per a aquest costat és idèntic com en el cas del costat del davant canviant, però, el flux de radiació solar en una superfície vertical q_{sv} pel flux en una d'horitzontal q_{sh} :

$$q_{sh} + q_{cond, int} = q_{rad, cel} + q_{conv, ext} \quad (7.40)$$

on el flux q_{sh} és:

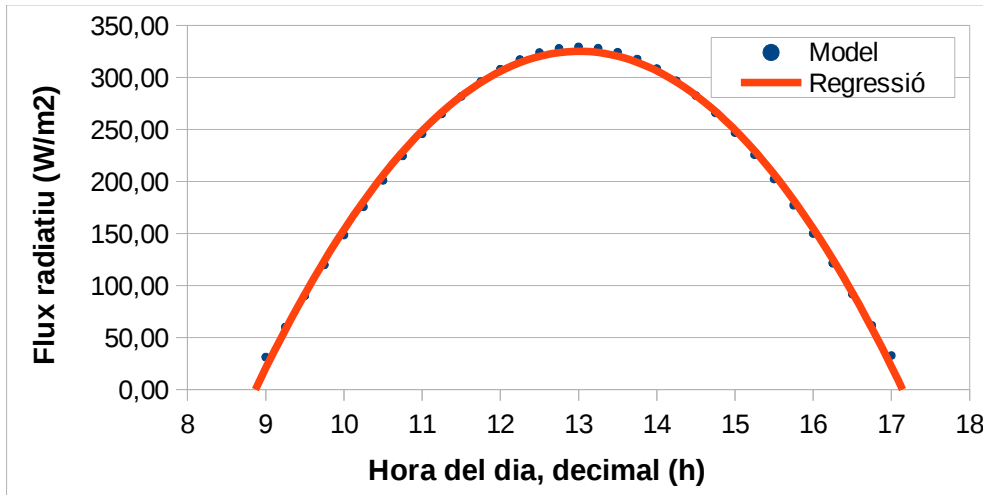


Figura 7.6: Radiació solar incident per a una superfície horitzontal q_{sh} .

Amb l'equació de regressió:

$$q_{sh} = -18,988 t^2 + 493,917 t - 2886,87 \quad (7.41)$$

L'equació per a la condició de contorn queda:

$$T_s = \frac{q_{sh} + hT_{aire} + 3\epsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \epsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\epsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} + \frac{\frac{k_i}{\delta_i}}{4\epsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} T_i \quad (7.42)$$

En la forma de condició de contorn mixta canvia el terme:

$$refValue = \frac{q_{sh} + hT_{aire} + 3\epsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \epsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\epsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + h} \quad (7.43)$$

7.2.3. Sostre darrere

En aquest costat no hi incideix radiació solar, per tant, el balanç i les equacions seran com en els altres dos costats, sense flux de radiació solar:

$$q_{cond, int} = q_{rad, cel} + q_{conv, ext} \quad (7.44)$$

L'equació de la condició de contorn queda:

$$T_s = \frac{hT_{aire} + 3\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \varepsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} + \frac{\frac{k_i}{\delta_i}}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + \frac{k_i}{\delta_i} + h} T_i \quad (7.45)$$

I el terme que canvia per a la forma de condició de contorn mixta:

$$refValue = \frac{hT_{aire} + 3\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^4 + \varepsilon_s \sigma T_{cel}^4}{4\varepsilon_s \sigma T_{s_o}^3 + h} \quad (7.46)$$

7.3. Paret

Aquesta condició de contorn és idèntica a la del costat *sostre darrere*.

7.4. Validació de les condicions de contorns

Interessa comprovar que les equacions de les condicions de contorn que s'han imposat usant la condició de contorn mixta es resolen de forma correcta. Per a tal fi s'ha creat un petit cas que planteja una simulació de la qual se'n pot trobar fàcilment el resultat un cop convergida.

El cas que es planteja consisteix en una regió sòlida rectangular amb un costat a una temperatura constant de 300K, els costats contigus estan aïllats i en el costat oposat s'hi ha imposat la condició de contorn que resol el balanç següent:

$$q_{sv} + q_{cond, int} = q_{rad, cel} + q_{conv, ext} \quad (7.47)$$

la mateixa que la del costat *sostre davant*. S'ha realitzat una simulació en estacionari usant el *solver chtMultiRegionSimpleFoam*, la versió en estacionari del que es fa servir amb el cas d'estudi. Ja que el càlcul és estacionari i, per tant, no hi avanç de temps, s'ha de triar un valor de temps constant per a les variables que en depenen. S'ha triat fer el càlcul a les 12:00 i les variables que depenen del temps prenen els valors:

$$q_{sv} = 664,94 \text{ W/m}^2 \quad \text{i} \quad T_{aire} = 279,628256 \text{ K} \quad (7.48)$$

El valor de la temperatura al contorn una vegada convergit és:

$$T_s = 326,6418 \text{ K} \quad (7.49)$$

Usant aquests valors en l'equació (7.47) s'obté a la banda esquerra $521,07428 \text{ W/m}^2$ i a la dreta $521,0626772 \text{ W/m}^2$, resultant en una diferència entre els dos de $0,011602774 \text{ W/m}^2$.

Es demostra així que la implementació de les equacions de contorn en la forma mixta és correcta.

8. Resolució numèrica amb OpenFOAM

El programari escollit per a la realització dels càlculs ha estat OpenFOAM. A continuació es descriurà el funcionament general d'aquest codi així com els seus avantatges i inconvenients. El sistema operatiu usat ha estat l'Ubuntu i la interacció amb el programa es fa mitjançant el terminal de comandes.

8.1. Dinàmica de fluids computacional

La Dinàmica de Fluids Computacional, CFD en les seves sigles en anglès, és una disciplina el camp de la qual és la resolució numèrica de les equacions que intervenen en la mecànica de fluids. Els fenòmens a estudiar estan representats per equacions diferencials de les quals se'n pot trobar una solució analítica en casos molt particulars. El CFD aporta les eines necessàries per a resoldre aquestes equacions per a qualsevol cas on no es pugui trobar solució analítica.

El mètode de CFD que usa l'OpenFOAM per a resoldre aquestes equacions és el Mètode dels Volums Finites. L'entorn on es realitzen els càlculs s'anomena domini de càlcul, que serà discretitzat en nodes on es plantejaran i resoldran les equacions governants. Un volum finit és l'entorn que envolta cada un dels nodes que es troben a l'interior del domini de càlcul. És en aquest entorn discretitzat, que s'anomena comunament malla, on les equacions diferencials són avaluades en forma d'equacions algebraïques.

Existeixen un gran quantitat de codis de CFD, la majoria d'ells comercials, o sigui, amb costos de llicència, i que no permeten accedir al codi. Dels comercials, es poden destacar: ANSYS FLUENT, ANSYS CFX, STAR-CD, FLOW-3D, COMSOL. El software lliure està absent de llicència i permet la modificació del codi. Els codis més destacats de CFD lliures són: CLAWPACK, FreeFEM, SU2 i OpenFOAM.

8.2. OpenFOAM

OpenFOAM és un codi de CFD lliure, absent de llicència, el seu codi font és accessible a l'usuari i existeix una comunitat que es dedica al seu desenvolupament i manteniment. La primera part del seu nom, Open, fa referència al caràcter lliure del codi. La segona part, FOAM, són les sigles de *Field Operation And Manipulation*, Operació I Manipulació de Camps en anglès.

OpenFOAM és bàsicament un paquet de llibreries de C++ per a la resolució numèrica mitjançant CFD. Està compost per eines tant de pre-procés (generació i manipulació de malles, inicialització de camps...), post-procés (extracció, manipulació i visualització de resultats) com *solvers* que cobreixen un gran ventall de problemes a resoldre mitjançant CFD. Es poden trobar *solvers* per a problemes complexos de dinàmica de fluids amb transferència de calor, turbulència i reaccions químiques, fins a *solvers* per a dinàmica de sòlids, electromagnetisme i magnetohidrodinàmica. A més a més, presenta una gran escalabilitat a l'hora de realitzar càlculs en paral·lel, arribant a diversos milers de nuclis.

Com a eina de post-procés principal s'ha fet servir el programa *ParaView*, que és el programa per defecte de post-procés que s'ofereix amb OpenFOAM.

8.3. Elecció del *solver*: *chtMultiRegionFoam*

Els fenòmens físics involucrats en el problema a resoldre determinen la tria del *solver* adequat. En el cas d'estudi, a més a més de la dinàmica de fluids amb transferència de calor, s'ha de resoldre la conducció en regions sòlides i l'acoblament tèrmic entre regions. A més a més, ha de resoldre un problema transitori. El *solver* que satisfà aquests requeriments és *chtMultiRegionFoam*, on *cht* és una abreviatura de *conjugate heat transfer*, transferència de calor conjugada en anglès.

8.4. Algoritmes SIMPLE, PISO i PIMPLE

Els algoritmes més habituals que usen els *solvers* per a resoldre les equacions de velocitat i pressió són SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) [22] i PISO (Pressure Implicit with Split Operator) [23]. SIMPLE és usat en casos estacionaris i PISO en transitoris. PIMPLE és un algoritme que usa OpenFOAM i és una combinació dels dos mètodes per a casos transitoris [24].

En un càlcul estacionari la solució convergeix a mida que avança el temps mentre que en un càlcul transitori la solució ha de convergir a cada avanç de temps. S'ha de notar que en un cas estacionari els termes que depenen del temps no són resolts, per tant, els avanços de temps s'han d'entendre com a iteracions, no com a avanços de temps real.

SIMPLE i PISO es basen en predir una solució i corregir-la posteriorment. Es parla d'etapes de predicció i correcció. L'algoritme SIMPLE té una sola etapa de correcció mentre que PISO en pot tenir diverses.

En l'etapa de correcció del SIMPLE s'usen factors de relaxació, una tècnica usada per a millorar l'estabilitat de la computació. La idea és limitar el canvi d'una variable d'una iteració a la següent. El factor de relaxació pren valors entre 0 i 1. La relaxació augmenta quan el factor de relaxació disminueix, de manera que per a un factor de relaxació 1 no hi ha relaxació i per a un factor de relaxació 0 no hi ha variació d'una iteració a la següent. La tria d'aquest valor planteja un compromís entre estabilitat i temps de càlcul. La seva especificació en OpenFOAM es fa en el subdiccionari *relaxationFactors* que es troba en l'arxiu *fvSolution* en el directori de la regió fluida en qüestió.

L'etapa de correcció del PISO es pot entendre com una resolució de l'equació de pressió. Es resol l'equació de pressió tantes vegades com etapes de correcció s'hagin especificat. Això es fa mitjançant l'entrada *nCorrectors* en el subdiccionari *PISO* o *PIMPLE* en l'arxiu *fvSolution* de la regió fluida en qüestió.

La característica principal de l'algoritme SIMPLE és l'ús dels factors de relaxació i de PISO la possibilitat de resoldre l'equació de pressió diverses vegades en la mateixa iteració. L'algoritme PIMPLE presenta aquestes dues característiques per a casos transitoris.

Es pot veure el funcionament de l'algoritme PIMPLE mirant el codi del *solver chtMultiRegionFoam.C*:

```
(...)
```

```

// --- PIMPLE loop
for (int oCorr=0; oCorr<nOuterCorr; oCorr++)
{
    bool finalIter = oCorr == nOuterCorr-1;

    forAll(fluidRegions, i)
    {
        Info<< "\nSolving for fluid region "
              << fluidRegions[i].name() << endl;
        #include "setRegionFluidFields.H"
        #include "readFluidMultiRegionPIMPLEControls.H"
        #include "solveFluid.H"
    }

    forAll(solidRegions, i)
    {
        Info<< "\nSolving for solid region "
              << solidRegions[i].name() << endl;
        #include "setRegionSolidFields.H"
        #include "readSolidMultiRegionPIMPLEControls.H"
        #include "solveSolid.H"
    }
}

```

```
(...)
```

La variable *nOuterCorr* pren el valor de l'entrada *nOuterCorrectors* en l'arxiu *fvSolution* i és el nombre de vegades que es realitza el *loop* del PIMPLE per a cada pas de temps.

És important notar que l'especificació de *nOuterCorrectors* en un cas multiregió no es fa en el *fvSolution* de cada regió sinó en un arxiu *fvSolution* al directori *system*.

Es pot veure el funcionament de l'algoritme PISO en l'arxiu *solveFluid.H*:

```
(...)  
  
if (frozenFlow)  
{  
    #include "EEqn.H"  
}  
else  
{  
    if (oCorr == 0)  
    {  
        #include "rhoEqn.H"  
    }  
  
    #include "UEqn.H"  
    #include "EEqn.H"  
  
    // --- PISO loop  
    for (int corr=0; corr<nCorr; corr++)  
    {  
        #include "pEqn.H"  
    }  
  
    turb.correct();  
  
    rho = thermo.rho();  
}  
  
(...)
```

L'arxiu *rhoEqn.H* conté l'equació de continuïtat (6.1).

L'arxiu *UEqn.H* conté l'equació (8.1), que és l'equació de la quantitat de moviment (6.3) completada amb els termes de turbulència:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \cdot v) - \nabla \cdot \left[\mu_{eff} \cdot (\nabla v + \nabla v_T) - \frac{2}{3} \mu_{eff} (\nabla \cdot v) I \right] = -\nabla p_d - \nabla \rho g_h \quad (8.1)$$

on p_d és la pressió dinàmica segons l'equació:

$$p = p_d + \rho g_h \quad (8.2)$$

I és un tensor esfèric i μ_{eff} és la viscositat dinàmica efectiva que s'obté de multiplicar l'equació (6.10) per la densitat ρ .

L'arxiu *EEqn.H* conté l'equació de l'energia en funció de l'energia interna h :

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) - \nabla \cdot (\alpha_{eff} \nabla h) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \cdot \nabla p + S_h \quad (8.3)$$

on el terme S_h permet l'addició d'un terme corresponent a la radiació tèrmica.

L'arxiu *pEqn.H* conté l'equació de la pressió (8.4), que s'obté de combinar les equacions de continuïtat (6.1) i quantitat de moviment (6.3).

$$\frac{\partial \psi p_d}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) - \Delta(\rho v) \cdot p_d = 0 \quad (8.4)$$

on ψ és la compressibilitat definida segons:

$$\psi = \frac{1}{RT} \quad (8.5)$$

on R és la constant dels gasos.

La variable $nCorr$ pren el valor de l'entrada $nCorrectors$. Es pot veure que si es compleix la condició *frozenFlow* no es resol la dinàmica del fluid i l'única equació que es resol és la de l'energia. L'entrada *frozenFlow* es troba en l'arxiu *fvSolution* de la regió fluida en qüestió en els subdiccionaris *SIMPLE/PISO/PIMPLE*.

Per una banda, en cada *loop* del PIMPLE es resolten totes les equacions del fluid. En el cas de l'equació de la pressió, aquesta es resol en el *loop* del PISO tantes vegades com s'hagi especificat a $nCorrectors$. Per altra banda, en cada iteració del PIMPLE s'apliquen factors de relaxació per a relaxar la solució d'una iteració a la següent del PIMPLE. S'ha de notar que s'ha d'especificar un factor de relaxació igual a 1 per a l'última iteració del PIMPLE, això vol dir que en l'última iteració del PIMPLE els resultats no es relaxen ja que no hi ha més iteracions. S'ha de notar també que per a usar els factors de relaxació s'ha de fer més d'un *loop* de PIMPLE. Quan s'especifica un sol *loop* de PIMPLE ($nOuterCorrectors = 1$) es diu que el *solver* treballa en mode PISO.

En els càlculs realitzats en el present estudi s'ha usat $nOuterCorrectors = 1$ i $nCorrectors = 2$. Per una banda, el solver ha treballat en mode PISO i no s'han usat factors de relaxació. Per altra, l'equació de la pressió s'ha resolt dues vegades en cada pas de temps. Amb aquests paràmetres s'ha aconseguit una convergència estable sense requerir diverses iteracions del *loop* del PIMPLE, que hagués resultat en un increment considerable del temps de càlcul.

Per a les regions sòlides es resol l'equació (8.6) continguda en l'arxiu *solveSolid.H*:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} - \nabla^2(\rho \alpha \cdot h) = f(\rho, h) \quad (8.6)$$

que és l'equació d'energia en la regió sòlida (6.7) expressada en termes d'entalpia, on f és un terme font que compta per la generació tèrmica. En el cas d'estudi aquest terme és nul.

8.5. Radiació: fvDOM

La configuració del model de radiació es fa en l'arxiu *radiationProperties* que es troba en el directori de la regió fluida en qüestió. El Mètode de les Ordenades discretes, anomenat fvDOM en OpenFOAM, resol l'equació de transport radiant (6.22) per un nombre finit de direccions M . En OpenFOAM aquesta discretització depèn de dos paràmetres: $nPhi$ i $nTheta$. $nPhi$ és el nombre de direccions en $\pi/2$ en el pla x-y i $nTheta$ és el nombre de direccions en π en el pla x-z, de manera que el nombre total de direccions és:

$$M = 4 \cdot nPhi \cdot nTheta \quad (8.7)$$

Ja que el cas d'estudi és en dues dimensions, el càlcul s'ha realitzat en el pla x-y i, per tant, l'únic paràmetre requerit en la discretització ha estat $nPhi$. En aquest cas el paràmetre $nTheta$ s'assumeix 1. Per al cas d'estudi es té $nPhi=3$ i, per tant, $M=12$.

L'assumpció de l'aire com a medi no participant s'especifica donant valor *none* a l'entrada *absorptionEmissionModel*.

8.6. Turbulència

L'especificació del model de turbulència es fa en l'arxiu *turbulenceProperties* de la regió fluida en qüestió, en el paràmetre *simulationType*. Els valors que s'han pres en l'actual estudi han estat *laminar* i *RASModel*. El subtipus de model, en el cas d'usar el model RAS, es tria en l'arxiu *RASProperties* en el paràmetre *RASModel*. En el cas d'estudi s'ha usat el valor *kEpsilon*.

Com s'ha explicat aquest model de turbulència resol equacions per les variables turbulentes k i ε . Si s'usa aquest model s'han d'afegir els arxius *k* i *epsilon* al directori *0/*, que especifiquen les condicions de contorn per aquestes variables.

És convenient comentar què són les condicions de contorn conegudes com a *Wall Functions*. Les equacions presentades en l'apartat 6.3.2 són vàlides només en el cas de flux totalment turbulent. En les regions properes a la paret es troben inevitablement valors locals baixos del nombre de Reynolds degut a que les forces viscoses predominen per sobre de les inercials. Una aproximació davant aquest fenomen és l'ús de les anomenades *Wall Functions*, que reproduïxen el comportament en aquesta zona.

L'ús de les *Wall Functions* té un requeriment bàsic que és que el node adjacent a la paret ha d'estar prou lluny de la paret per a que els efectes viscosos siguin superats totalment pels efectes turbulents. La mesura d'aquesta posició relativa es fa usant una velocitat adimensional definida com:

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{\nu} \quad (8.8)$$

on u_* està definida com una velocitat característica:

$$u_* \equiv \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (8.9)$$

i τ_w és la tensió tallant a la paret:

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (8.10)$$

amb u sent la velocitat paral·lela a la paret i y la distància a la paret.

Per a una capa límit turbulenta es pot obtenir el següent gràfic $y^+ - u^+$, distància adimensional a la paret i velocitat adimensional, que permet veure les diferents zones que la componen [25]:

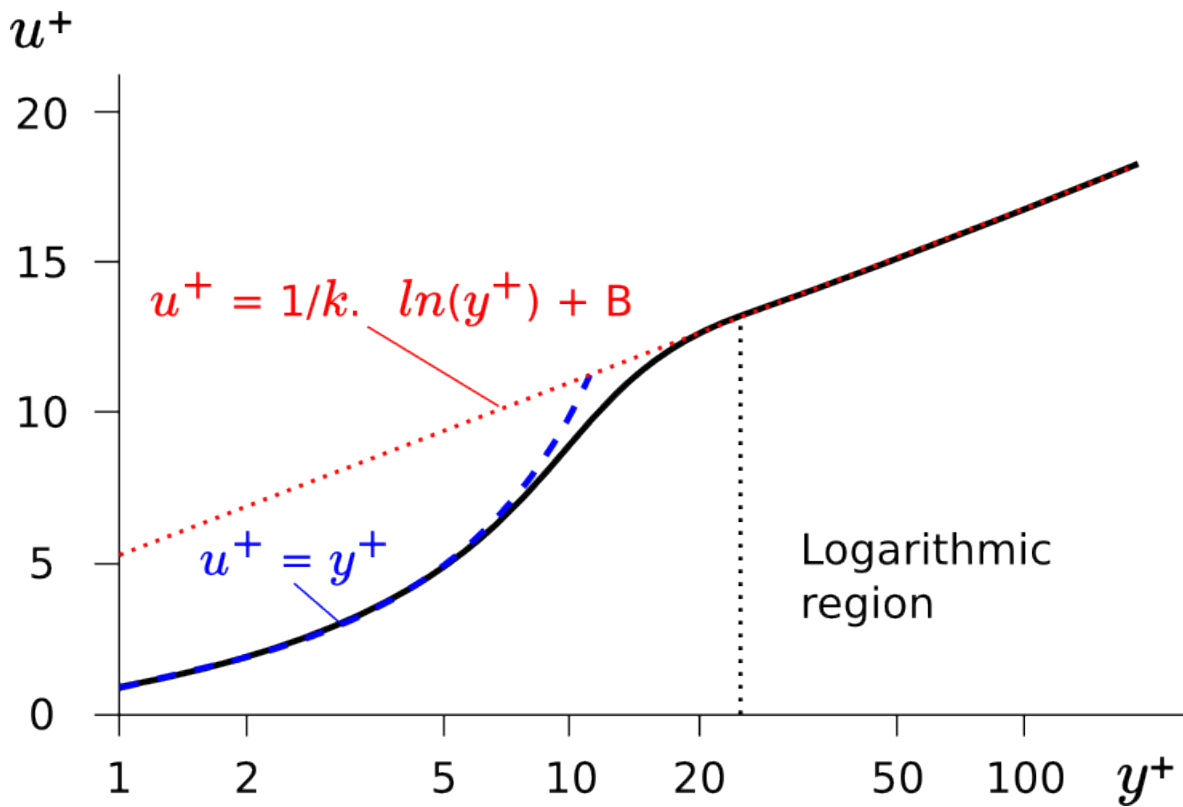


Figura 8.1: Diagrama $y^+ u^+$ d'una capa límit turbulenta.

Per la subcapa viscosa es té:

$$\begin{aligned} &\text{per a } y^+ < 5 \\ &u^+ = y^+ \end{aligned} \quad (8.11)$$

Per a la regió logarítmica es té:

$$\begin{aligned} &\text{per a } y^+ > 30 \\ &u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+ \end{aligned} \quad (8.12)$$

on κ és la constant de Von Kármán i C^+ una constant:

$$\begin{aligned} \kappa &\approx 4,1 \\ C^+ &\approx 5,1 \end{aligned} \quad (8.13)$$

I per a la regió *buffer* es té:

$$\begin{aligned} &\text{per a } 5 < y^+ < 30 \\ &u^+ \neq y^+ \\ u^+ &\neq \frac{i}{\kappa} \ln y^+ + C^+ \end{aligned} \quad (8.14)$$

Amb:

$$u^+ \equiv \frac{u}{u_*} \quad (8.15)$$

sent aquí u la velocitat local.

Per a l'ús de les *Wall Functions* el primer node proper a la paret s'ha de situar dins la zona logarítmica. Es requereix que el valor de y^+ sigui superior a 30.

Aquest mètode té l'avantatge, per una banda, de ser computacionalment poc costós degut a que no requereix un mallat fi a les regions properes a la paret, i, per una altra, permetre introduir en el model altra informació empírica com, per exemple, rugositat a la paret.

D'aquesta manera s'obté una malla basta prop de les parets, que pot no ser suficient per a resoldre els fenòmens en geometries petites com ara els conductes. L'alternativa és no fer servir *Wall Functions*. Això obliga a tenir una malla més fina prop de les parets, però possibilita mallar correctament l'interior dels conductes, amb un increment important en el cost computacional. En aquest cas s'ha de buscar valors de y^+ inferiors a 5 situant el primer node proper a la paret a la subcapa viscosa.

La malla pel cas turbulent ha estat creada per a ser usada sense *Wall Functions* i, per tant, s'ha buscat que el valor de y^+ no superés el 5 en cap moment.

En OpenFOAM el càlcul de y^+ es pot fer mitjançant les utilitats *yPlusRAS* y *yPlusLES*, depenent del model de turbulència emprat. El procediment per a crear una malla per un càlcul amb turbulència és generar primer una malla, usar-la en la simulació, obtenir els valors de y^+ i corregir-la, modificant el mallat prop de la paret, que equival a variar els valors de y . Aquest procés es pot repetir diverses vegades fins a obtenir un valor de y^+ adequat.

8.7. Mallat

Com s'ha comentat, per a la resolució d'un problema de dinàmica de fluids mitjançant el Mètode dels Volums Finites es necessita discretitzar l'espai en nodes on resoldre les equacions governants. L'espai que envolta els nodes són les cel·les i el conjunt de cel·les forma la malla. Aquesta malla ha de cobrir tota la geometria on s'ha de resoldre el problema i aquest espai s'anomena domini de càlcul.

Es pot trobar una descripció detallada de la malla en OpenFOAM i la seva definició a la documentació que acompanya el programa [26].

Una malla ha de tenir unes característiques que permetin la resolució correcta del problema amb un nivell suficient de precisió en un temps raonable. Per a obtenir una solució correcta es necessita una malla que permeti resoldre els fenòmens que es donin en el cas d'estudi. En les regions amb fenòmens complexos farà falta una mallat fi, o sigui, amb prou nodes on resoldre les equacions governants i representar així el fenomen amb un detall suficient. Habitualment aquestes regions seran les regions on es trobin velocitats més altes i més canvis de direcció del fluid. En les regions amb fenòmens menys complexos no es requereix un mallat tan fi. És important tenir en compte això ja que el nombre de cel·les és un dels factors que influeix més en el temps de càlcul. Per tant, el refinament de la malla és una tasca clau que tindrà un

impacte decisiu en la resolució del problema.

8.7.1. L'aplicació *blockMesh*

La forma més bàsica de definir una malla en OpenFOAM és mitjançant l'aplicació *blockMesh*. La definició del mallat es fa en un arxiu anomenat *blockMeshDict* situat a *constant/polyMesh* i la malla es genera executant la comanda *blockMesh* des del directori de treball del cas en qüestió.

Aquesta aplicació genera la malla a partir de blocs tridimensionals de forma hexagonal que es defineixen per:

- un llistat de vèrtex seguint l'ordre de la *Figura 8.2* [27].
- el nombre de cel·les per cada direcció.
- el rati d'expansió en cada direcció, definit com el rati entre la mida de la cel·la al final del costat en aquella direcció i la mida de la primera, tal com mostra la *Figura 8.3*

[28].

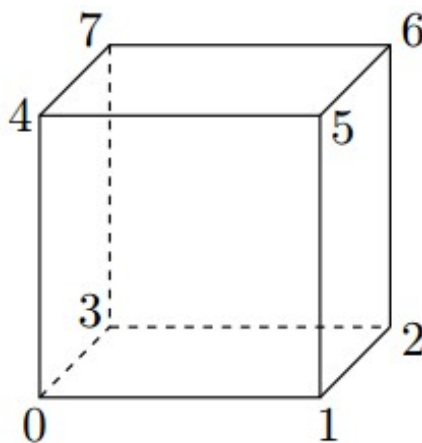


Figura 8.2: Numeració dels vèrtex en un bloc.

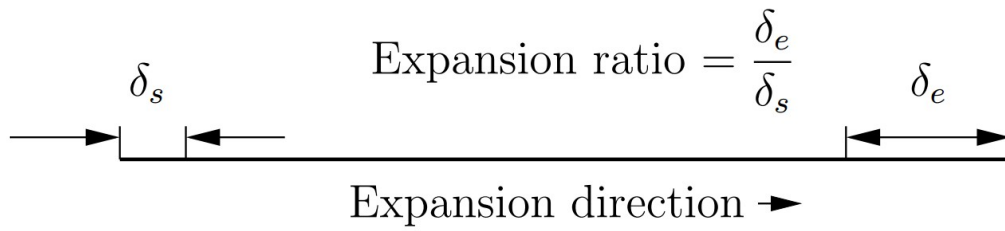


Figura 8.3: Rati d'expansió.

Un exemple de definició d'un bloc és:

```
blocks
(
hex (0 1 2 3 4 5 6 7) // vertex numbers
(10 10 10) // numbers of cells in each direction
simpleGrading (1 2 3) // cell expansion ratios
);
```

En la *Figura 8.4* es visualitzen els blocs usats en la definició de la malla acolorits per regions.

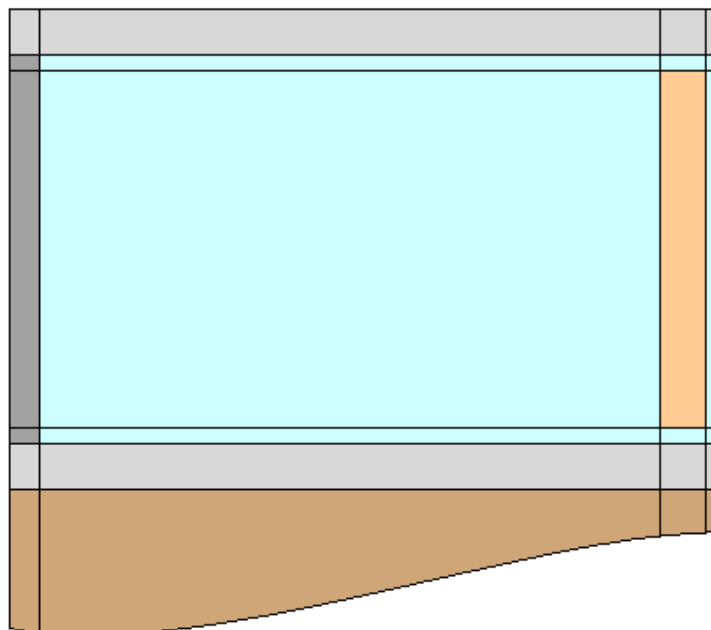


Figura 8.4: Definició de la malla en blocs segons regions.

Aquesta és una definició molt bàsica d'un bloc, en la que cada direcció és tractada com un sol tram. Resulta molt còmode poder definir els costats d'un mateix bloc en diferents trams, reduint així el nombre de blocs a definir. Això s'aconsegueix usant el que en OpenFOAM s'anomena *multi-grading*.

Es pot veure un exemple de definició de bloc amb *multi-grading* en el següent exemple:

```
blocks
(
  hex (0 1 2 3 4 5 6 7) (100 300 100)
  simpleGrading
  (
    1 // x-direction expansion ratio
    (
      (0.2 0.3 4) // 20% y-dir, 30% cells, expansion = 4
      (0.6 0.4 1) // 60% y-dir, 40% cells, expansion = 1
      (0.2 0.3 0.25) // 20% y-dir, 30% cells, expansion = 0.25
    )
    (1/4)
  )
  3 // z-direction expansion ratio
)
);
```

Cada direcció queda dividida en tres trams i per a cada tram s'especifica la llargada del tram com a fracció de la llargada total en aquella direcció, el nombre de cel·les com a fracció del nombre de cel·les total en aquella direcció i el rati d'expansió per a aquell tram. Aquest mètode és molt útil, per exemple, per a refinar el mallat en els extrems d'un bloc deixant la resta de blocs al mig amb un mallat més bast.

Una estratègia que ha estat molt útil a l'hora de crear la geometria del cas d'estudi ha estat l'ús de macros per a parametritzar-ne les dimensions característiques. D'aquesta manera tant la posició dels punts que defineixen la geometria del blocs, com la resta de paràmetres que caracteritzen el mallat dels blocs, poden dependre de variables i funcions definides per l'usuari. El llenguatge de macro usat ha estat l'anomenat *m4*, conegut entre la comunitat

d'usuaris de *Linux*. Es pot aprendre el seu ús en els tutorials que acompanyen l'OpenFOAM. Per a generar un arxiu *blockMeshDict* a partir d'un arxiu de macro anomenat, per exemple, *blockMeshDict.m4* es fa servir la següent comanda:

```
# m4 constant/polyMesh/blockMeshDict.m4 > constant/<brk>
  <cnt>polyMesh/blockMeshDict
```

Un exemple del seu ús es pot veure en el següent extracte de l'arxiu *blockMeshDict.m4* del cas d'estudi:

```
// block0
hex2Dab(a1, a2, a7, a8) aire
(nCxhab nCyhabmurhiv nCzductinf)
simpleGrading
(
  (
    (habx1 habxcell11 habxexp1)
    (habx2 habxcell12 habxexp2)
    (habx3 habxcell13 habxexp3)
  )
  1
  (
    (0.25 0.3 2)
    (0.5 0.4 1)
    (0.25 0.3 0.5)
  )
)
```

Es pot observar que tant els nombres totals de cel·les com les entrades requerides en el *multi-grading* han estat parametritzades. L'entrada *hex*, que requereix els índex dels vuit vèrtex de l'hexaedre, ha estat substituïda per la funció *hex2Dab*, que només requereix els noms dels quatre vèrtex de la base del bloc, que han estat definits abans mitjançant funcions. Es pot comprendre el detall d'aquest mètode en els tutorials de l'OpenFOAM.

L'extracte anterior, una vegada executada la macro, queda de la següent manera dins de l'arxiu *blockMeshDict*:

```
// block0
hex (0 1 6 7 8 9 14 15) aire
(120 1 15)
simpleGrading
(
  (
    (0.05 0.1 4)
    (0.9 0.8 1)
    (0.05 0.1 0.25)
  )
  1
  (
    (0.25 0.3 2)
    (0.5 0.4 1)
    (0.25 0.3 0.5)
  )
)
```

És útil saber que la paraula *aire*, que es troba després d'especificar els vèrtex que defineixen l'hexaedre, és el nom de la regió a la que pertany el bloc. Si això es fa per cada bloc, separar les diferents regions de la malla es fa de manera molt senzilla amb:

```
# splitMeshRegions -cellZones -overwrite
```

Una vegada creada la malla es pot comprovar la seva qualitat mitjançant l'aplicació *checkMesh*. Aquesta aplicació genera un informe amb una sèrie de paràmetres útils per a la avaluació de la qualitat de la malla. L'anàlisi més detallat s'obté mitjançant la comanda:

```
# checkMesh -allTopology -allGeometry -region «nom_de_la_regió»
```

8.7.2. Cas laminar

En el cas de flux laminar s'esperen velocitats baixes i que el flux no presenti estructures complexes. Les zones amb velocitat més elevada es troben en els conductes per on hi circula l'aire, especialment en la cara del mur on hi incideix el sol. Aquestes són les zones que

interessa mallar fi. Com més alta és la velocitat del fluid més densitat de nodes es necessiten en la direcció perpendicular a la paret per a resoldre correctament el perfil del flux. Les següents zones que interessa mallar fi són les properes a la resta de parets, on la velocitat és una mica més baixa. En el centre del l'habitacle les velocitats també són baixes i no es requereix tanta densitat de nodes.

El domini de càlcul és massa gran per a apreciar els detalls en una vista general. A continuació es mostren algunes de les zones on s'ha tingut més cura a l'hora de realitzar el mallat. En la *Figura 8.5* es pot veure una vista general on es mostra la localització dels extractes. Aquesta representa el camp de velocitat en l'hora on presenta velocitats màximes, les 14:00.

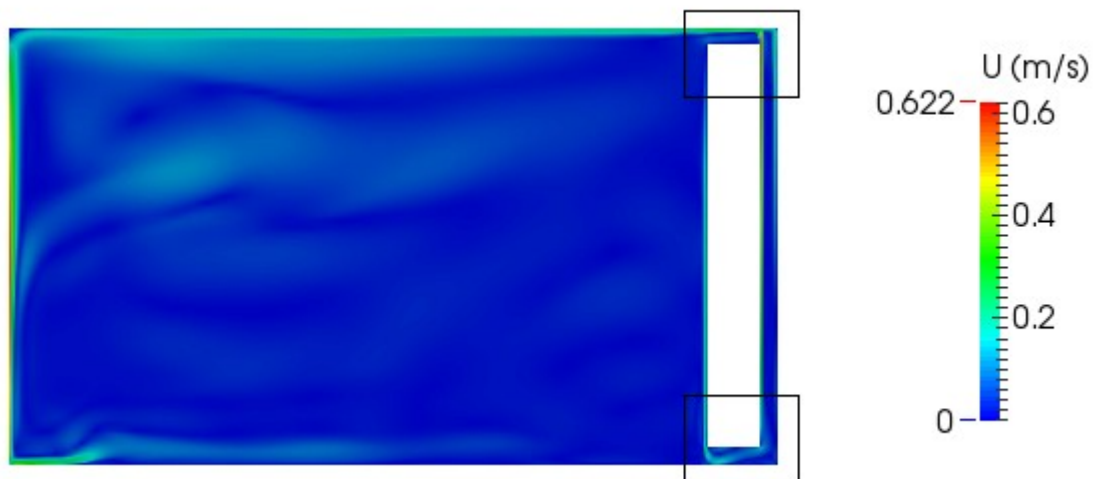


Figura 8.5: Localització dels extractes.

La zona a mallar amb més cura és la zona entre el mur i el vidre. Allà és on es troben les velocitats més altes i on interessa representar millor els perfils. La *Figura 8.6* mostra la regió al voltant del mur Trombe en la seva part superior. Permet veure amb detall el mallat en la regió entre mur i vidre, la regió del conducte superior i la part de l'habitacle més propera al mur.

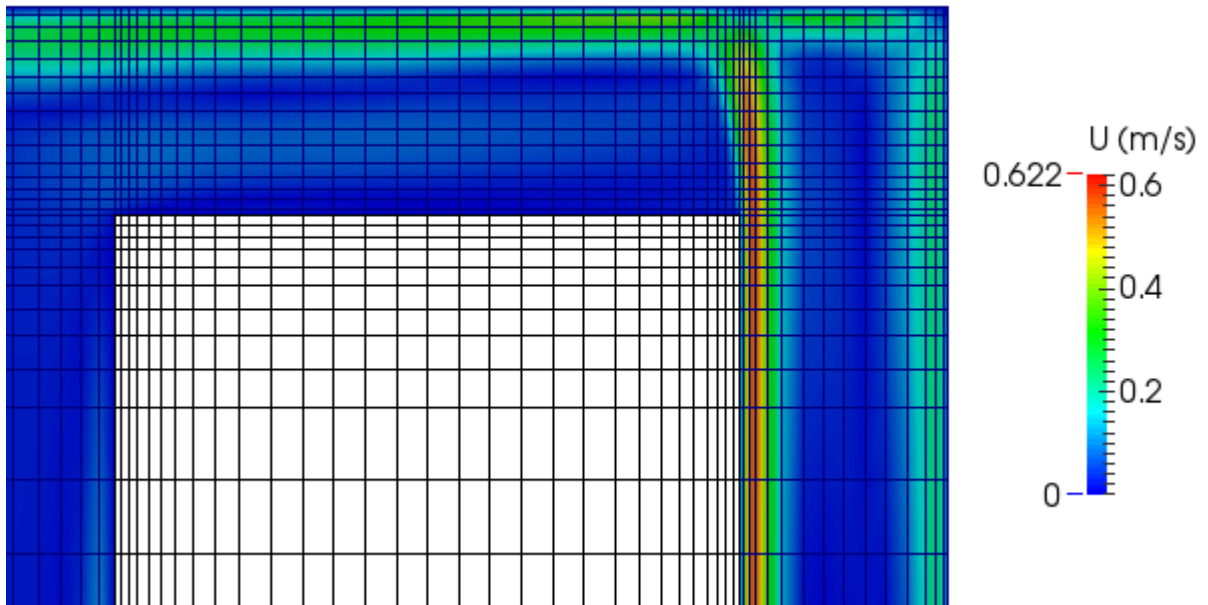


Figura 8.6: Mallat de l'aire al voltant del mur Trombe, part superior.

En la *Figura 8.6* també s'hi pot apreciar l'ús dels ratis d'expansió. S'augmenta la densitat de nodes prop de les parets i es permet una densitat més baixa en la resta del domini. Cal notar que també s'ha augmentat la densitat de nodes en la regió propera al *jet* que impacta al sostre, ja que és una regió on, a més a més de velocitats elevades, s'hi troben canvis bruscos de direcció en el fluid.

En la *Figura 8.7* s'ha representat el perfil de velocitats en l'espai entre el mur i el vidre a les 14:00 hores. S'hi pot observar com la densitat de nodes augmenta en la regió propera al mur on les velocitats elevades generen un perfil amb gradients de velocitat més elevats.

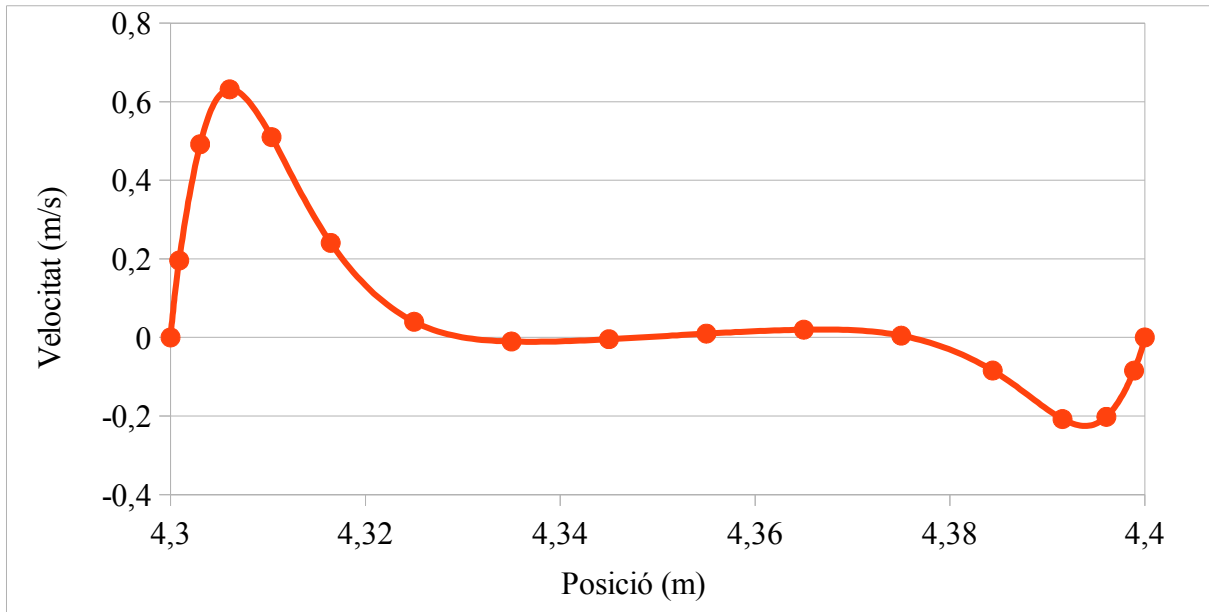


Figura 8.7: Perfil de velocitats en l'espai entre mur i vidre.

La Figura 8.8 correspon a la regió al voltant de la part inferior del mur Trombe.

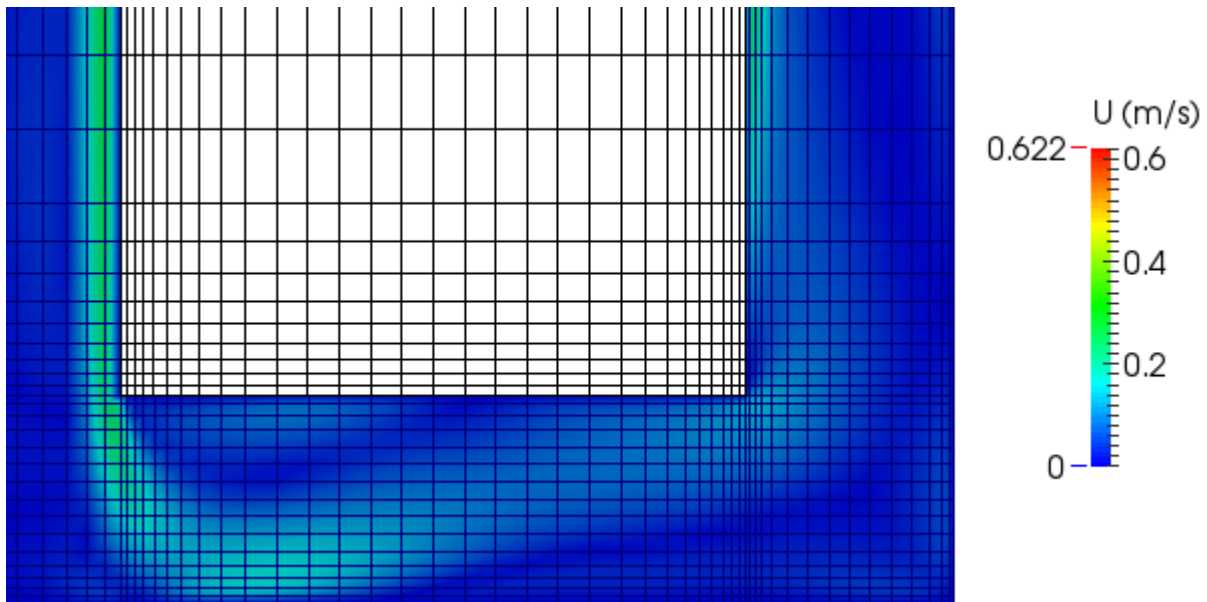


Figura 8.8: Mallat de l'aire al voltant del mur Trombe, part inferior.

8.7.3. Cas turbulent

S'ha preparat una malla tenint en compte la possibilitat de la influència de la turbulència en el cas d'estudi. El model de turbulència usat és RANS i *k-epsilon*. Com s'ha explicat en l'apartat 8.6 s'ha creat una malla amb un y^+ màxim de 5.

En la *Figura 8.9* es mostren els valors màxims per a y^+ , que es donen a les 14:00 hores.

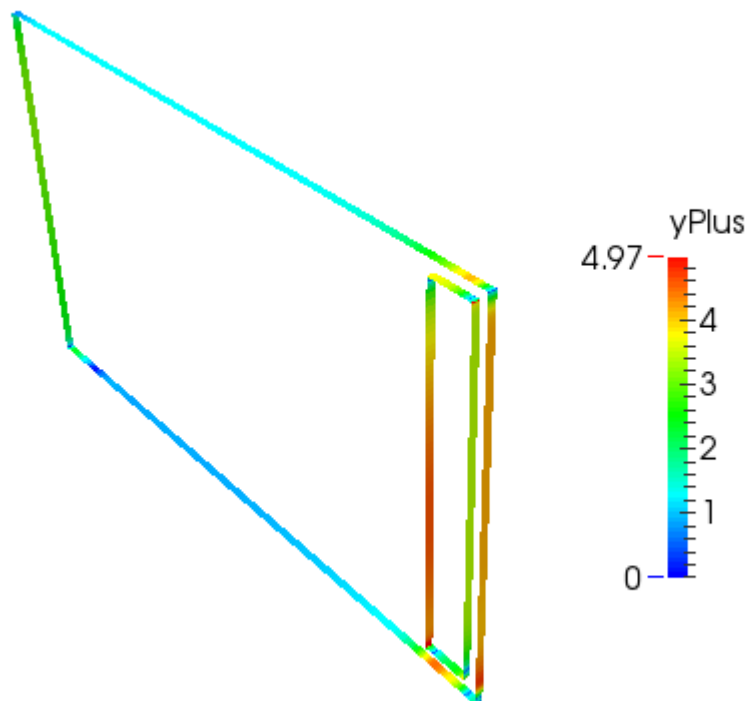


Figura 8.9: Valors màxims de y^+ .

La Figura 8.10 mostra el mallat al voltant del mur Trombe a la seva part superior.

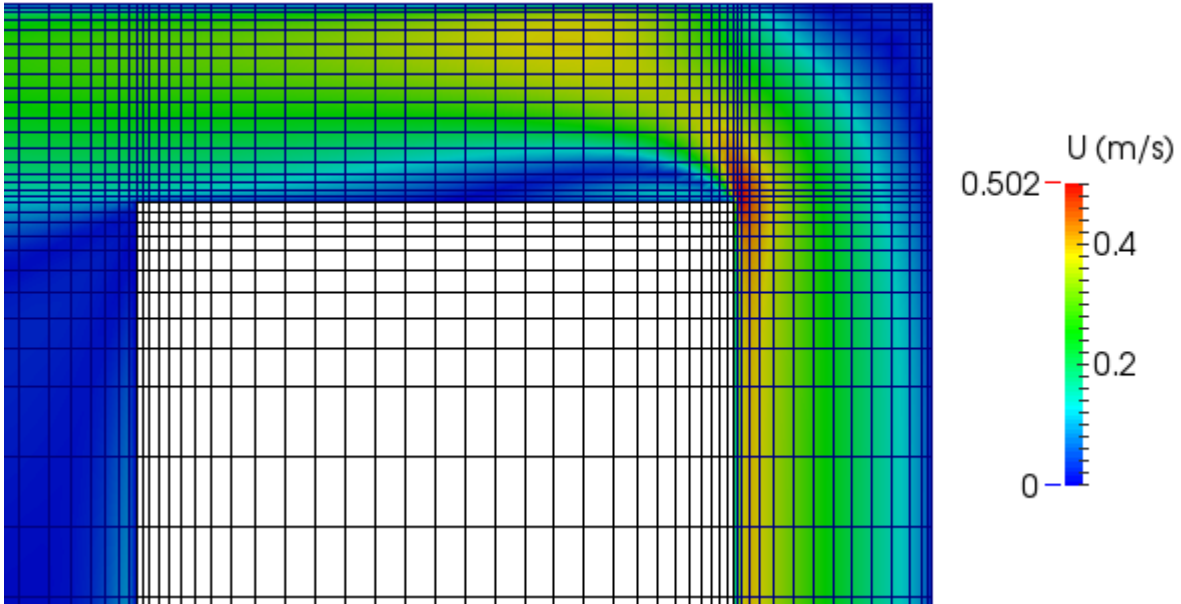


Figura 8.10: Mallat de l'aire al voltant del mur Trombe, part superior.

La Figura 8.11 mostra el mallat al voltant del mur Trombe en la seva part inferior.

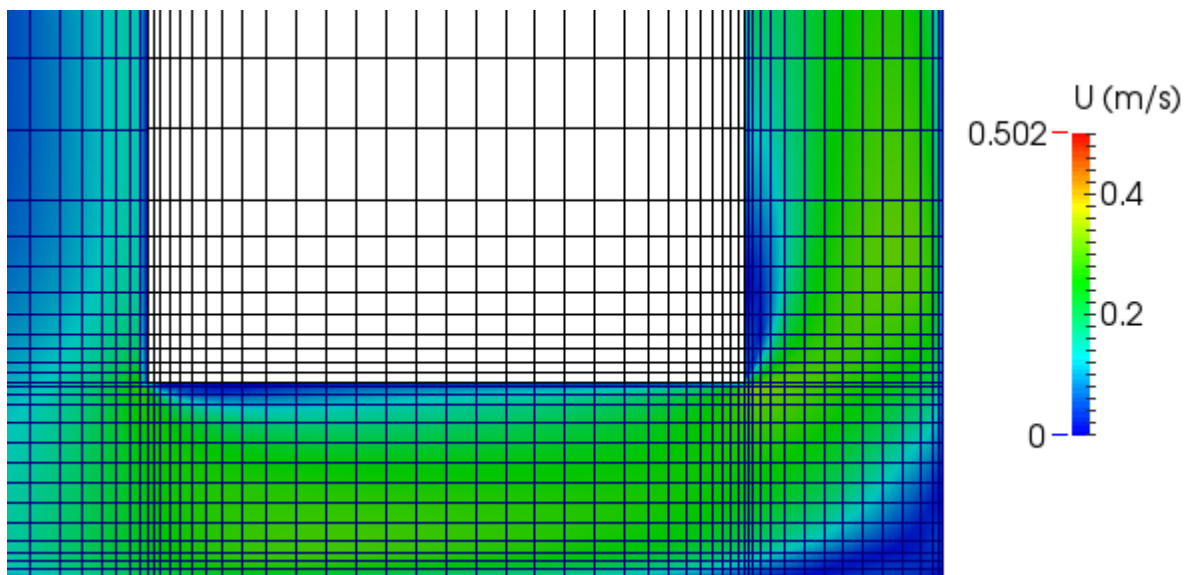


Figura 8.11: Mallat de l'aire al voltant del mur Trombe, part inferior.

La *Figura 8.12* mostra el perfil de velocitat en la regió entre el mur i el vidre per al cas turbulent, a les 14:00 hores.

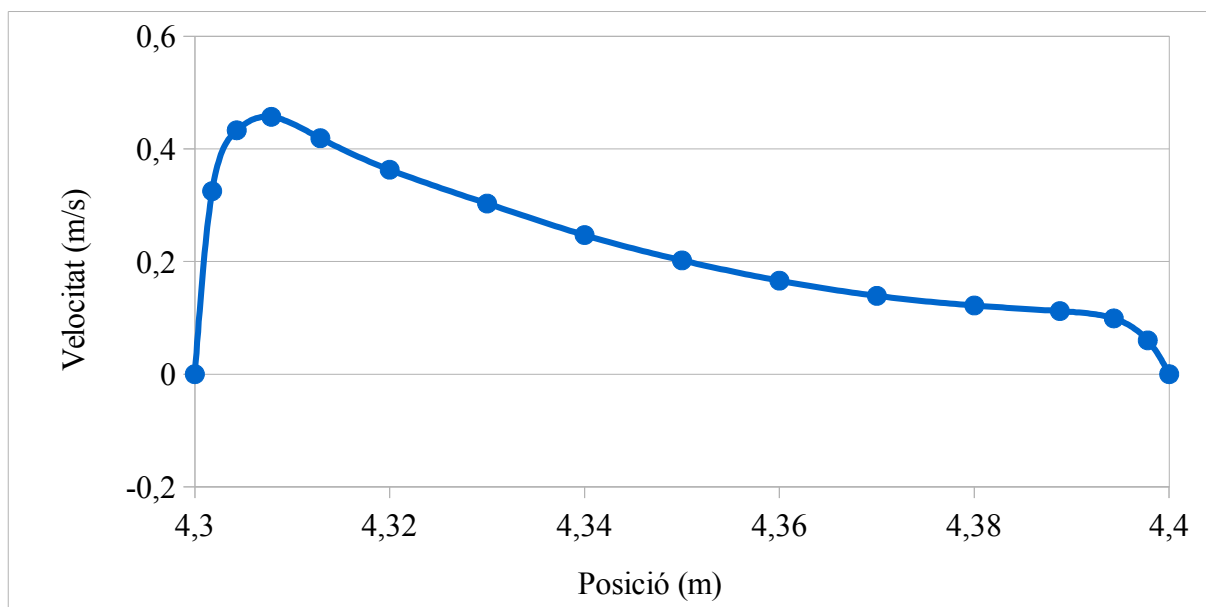


Figura 8.12: Perfil de velocitat entre el mur i el vidre.

8.7.4. Regions sòlides

Degut a la relativament baixa conductivitat tèrmica en les regions sòlides en el cas d'estudi i les baixes diferències de temperatura que s'hi donen, el fenomen de la transferència de calor per conducció en les regions sòlides no representa gaire complexitat.

Es pot observar en la *Figura 8.13* que, per a mantenir la coherència entre blocs adjacents, el mallat de les regions sòlides ha estat afectat pel mallat de la regió fluida. En el cas de les regions que envolten l'aire només s'ha hagut de triar el nombre de nodes en la direcció del gruix de la regió. S'ha donat un gruix de 5 cel·les en la paret, de 20cm de gruix, 6 cel·les per al sostre, de 30cm de gruix, i també 6 cel·les pel terra, de 30cm de gruix. El subsòl té una profunditat de 12m i ha estat mallat amb 48 cel·les. En el cas del mur Trombe, el nombre de cel·les en la direcció del gruix del mur, 30 en 30cm, ha estat determinat pel mallat en la regió d'aire que l'envolta.

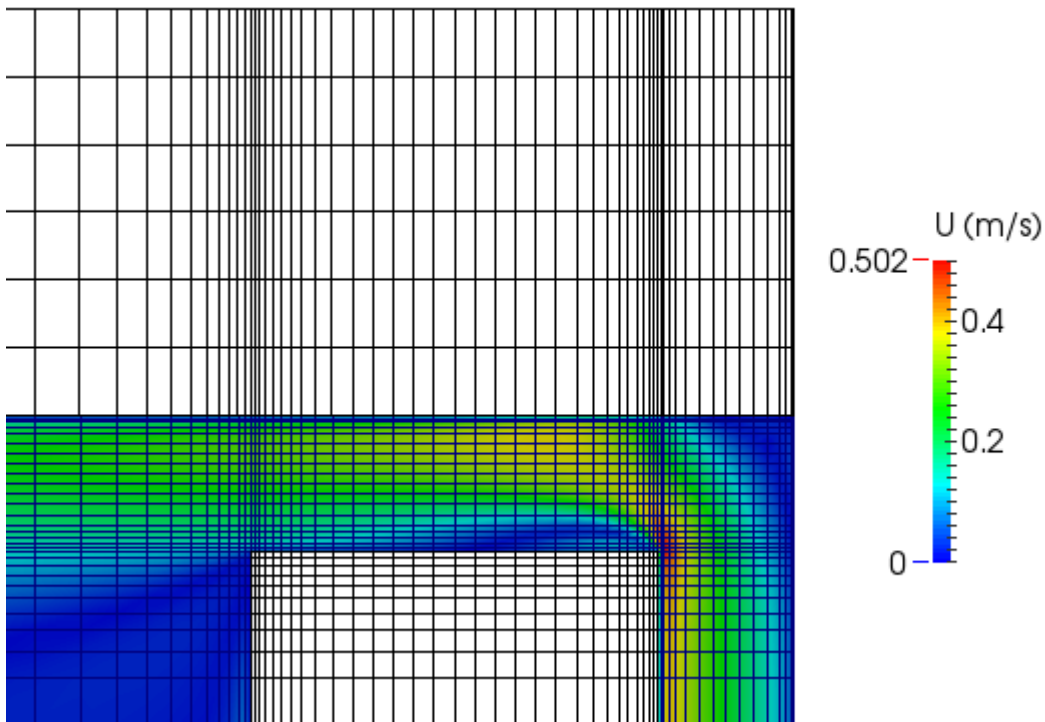


Figura 8.13: Mallat de les regions sòlides afectat pel de la fluida.

8.8. Trampetes

La funció de les trampetes és la de evitar la circulació de l'aire cap a la zona entre el mur Trombe i el vidre durant la nit. Les trampetes s'han situat als conductes superior i inferior quedant alineades amb la cara exterior del mur. La *Figura 8.14* en mostra la seva localització en vermell:



Figura 8.14: Localització de les trampetes.

Per a comprendre el mecanisme d'obertura i tancament de les trampetes s'ha d'entendre com es connecten les cel·les entre elles. Dues cel·les estan connectades per la cara que comparteixen. Aquesta cara, quan connecta dues cel·les, es diu que és una cara interior. Quan una cara no connecta dues cel·les es diu que és una cara exterior. Això és independent de que geomètricament les cel·les siguin contigües.

Per l'operació de tancament de les trampetes s'ha fet ús de l'aplicació *createBaffles*. La idea dels *baffles* a OpenFOAM és emular la transferència de calor a través de superfícies sense gruix. L'aplicació *createBaffles* realitza dues tasques. Per una banda, converteix cares interiors en exteriors. Això vol dir que desconnecta una sèrie de cel·les que abans estaven connectades. Per altra banda, introdueix una condició de contorn de temperatura entre les dues cares desconnectades, simulant la conducció en un sòlid. És la capacitat de desconnectar cel·les la que permet interrompre el flux d'aire en els conductes.

Per l'operació d'obertura s'ha fet ús de l'aplicació *stitchMesh*. Aquesta aplicació fa la feina oposada a *createBaffles*: converteix cares exteriors en interiors.

S'ha de notar que totes dues operacions, tant la de tancament com la d'obertura, són operacions de manipulació de la malla. Això pot comportar algunes dificultats a l'hora de mantenir la coherència entre els camps abans i després de l'operació. El fet de convertir cares internes en externes amb l'aplicació *createBaffles* fa que es creïn nodes nous. Això fa que la mida dels camps varii amb els valors nous, que seran calculats automàticament per l'aplicació per a satisfer les noves condicions de contorn. El cas oposat, el d'obrir les trampetes, requereix una mica més d'esforç. Quan les cares externes es converteixen en internes el nombre de nodes disminueix, però l'aplicació *stitchMesh* no corregeix els camps. La solució que s'ha trobat ha estat mapejar els camps sobre si mateixos amb l'aplicació *mapFields*. La comanda necessària segueix la següent estructura:

```
# mapFields -sourceRegion aire -targetRegion aire -sourceTime <brk>  
    <cnt>86401.temp -consistent -parallel ../../trombe2D
```

on la regió d'origen i destí és la mateixa, el directori de temps és una còpia per a poder mapejar-lo sobre l'original i la ruta d'origen és la mateixa que la de destí. El resultat és que l'aplicació *mapFields* adapta els camps a la malla nova.

El fet de crear i destruir cares externes fa que el contorn del domini de càlcul varii al llarg de la simulació. S'ha vist que això presenta dificultats a l'hora de visualitzar els resultats amb el *ParaView*. El programa llegeix el llistat de contorns en l'arxiu *boundary* i espera trobar-ne valors per a tots el temps. Quan intenta llegir en un temps on aquests contorns no existeixen el programa dóna un error i acaba l'execució.

Aquest problema es pot evitar esborrant els contorns de les trampetes de l'arxiu *boundary*. S'ha trobat dos mètodes per a fer-ho. El primer és esborrar manualment les entrades dels contorn en l'arxiu *boundary*. El segon, més ràpid i interessant, és usar l'aplicació *createBaffles* sense demanar-li que realitzi cap operació. En aquest cas l'aplicació realitzarà una operació, que realitza sempre per defecte, que és identificar i esborrar els contorns que trobi amb mida zero, ja que l'OpenFOAM manté aquestes entrades igualment. La comanda per a executar l'aplicació és:

```
# createPatch -region aire -overwrite -dict system/<brk>  
    <cnt>esborraTrampetes.createPatch
```

L'aplicació requereix un arxiu amb les operacions a realitzar i, per tant, *esborraTrampetes.createPatch* és un arxiu buit.

S'ha de notar que aquesta operació s'ha de fer quan les trampetes estiguin obertes, que és quan el seu contorn serà zero. És recomanable fer una còpia de seguretat abans de realitzar aquesta operació i fer servir aquesta còpia només per a visualitzar resultats.

9. Resultats

En la *Figura 9.1* es poden comparar els perfils de velocitat en la regió entre el mur Trombe i el vidre, resultat de les simulacions pel cas laminar i pel cas turbulent.

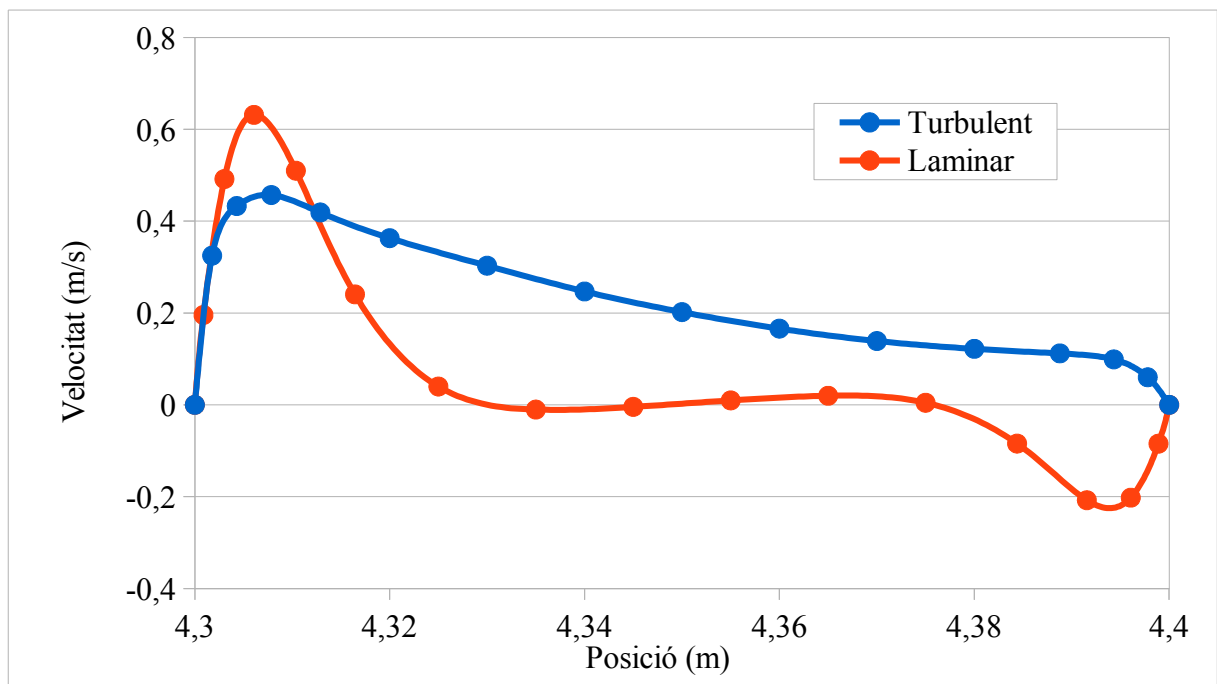


Figura 9.1: Comparativa de perfils laminar i turbulent.

S'observa una gran diferència entre tots dos perfils. Es pot veure com en el cas laminar es produeix recirculació en l'espai entre el mur Trombe i el vidre.

A la *Figura 9.2* es mostra l'evolució de la temperatura de l'aire en el centre de l'habitacle a una alçada d'1,75m per als casos laminar i turbulent.

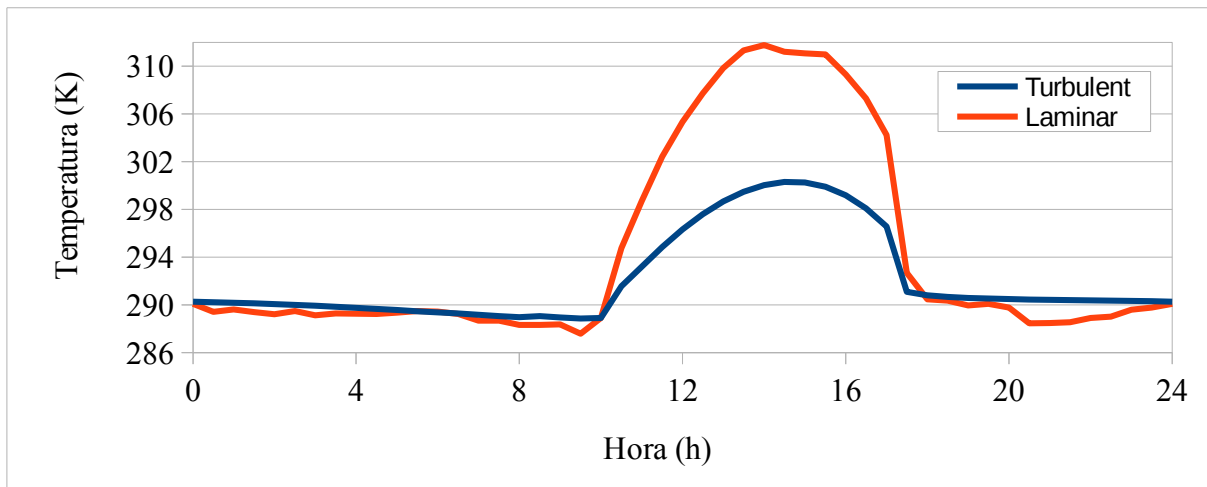


Figura 9.2: Evolució de la temperatura de l'aire.

Es pot observar de nou una gran diferència entre tots dos casos, especialment en les hores diürnes, quan la velocitat de l'aire és més elevada i, per tant, és més possible la influència de la turbulència. Per a confirmar la influència de la turbulència es calcula el rati entre viscositat turbulenta i viscositat del fluid. La *Figura 9.3* mostra aquests valors per a les 14:00 hores, moment quan es donen els valors màxims.

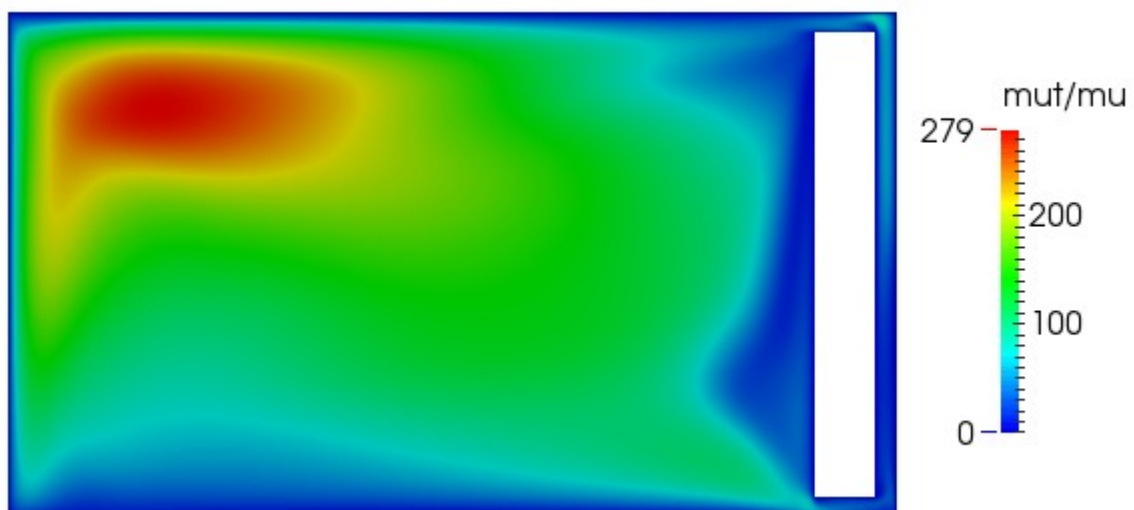


Figura 9.3: Rati de viscositats.

Es pot comprovar que la viscositat turbulenta arriba a ser 279 vegades la del fluid. En la zona entre mur Trombe i vidre aquesta relació arriba a 70. Es constata, doncs, la influència de la turbulència en el cas d'estudi. Així, doncs, es disposa a presentar els resultats per al càlcul amb turbulència.

Per a comprovar la convergència de la solució es mostra l'evolució de la temperatura al centre del mur en la *Figura 9.4*. S'ha triat una regió sòlida ja que l'evolució és més lenta que en la regió *aire*. S'ha triat el mur Trombe ja que és un element principal en el sistema. Es pot apreciar una lleugera variació en els dos últims dies de simulació. S'ha vist que es pot requerir un temps de càlcul difícil d'assumir per a aconseguir una major convergència. Cada dia de simulació ha requerit més de 30 hores de temps real usant un nombre de Courant igual a 2. L'últim dia de simulació s'ha fet amb un nombre de Courant igual a 0,8, amb el consegüent increment de temps de càlcul. Aquesta comprovació és necessària, però es considera poc significativa en aquest cas degut a que no s'ha pogut fer amb una solució completament convergida.

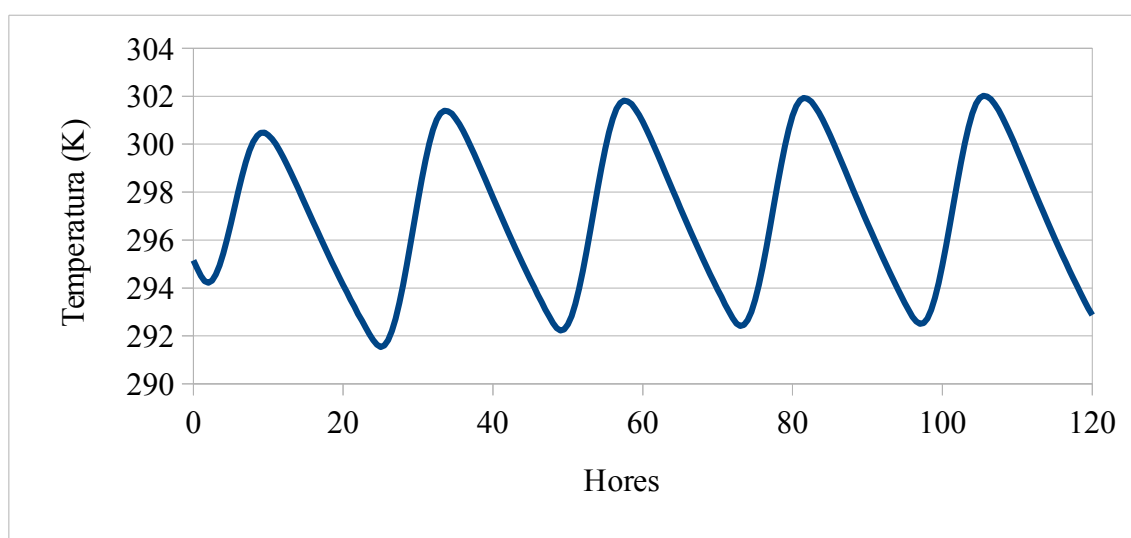


Figura 9.4: Evolució de la temperatura al centre del mur.

En la *Figura 9.5* es mostra la temperatura a l'interior de l'habitacle en el centre a una alçada d'1,75m i es compara amb la temperatura de l'aire exterior.

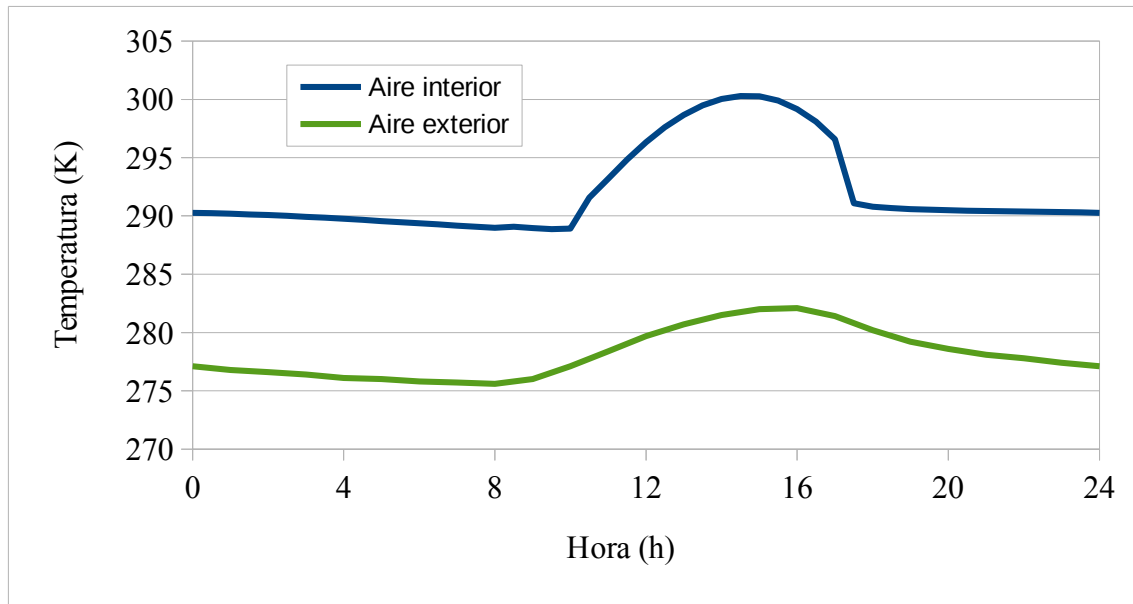


Figura 9.5: Temperatura de l'aire a l'interior de l'habitacle i de l'aire exterior.

Durant la nit la temperatura a l'interior resta una mitjana d'uns 13K per sobre de la temperatura exterior. Durant el dia aquesta diferència arriba a ser de 18,5K a les 14:00 hores. Cal notar que la temperatura a l'interior de l'habitacle arriba a superar els 27°C, una temperatura que no es troba dins els llimars de temperatura de confort. El que això posa de manifest és que seria convenient incorporar un mecanisme de control. En comptes de ser un sistema totalment passiu aquest mecanisme podria actuar sobre l'obertura de les trampetes. Això permetria limitar la temperatura a l'interior de l'habitacle dins un marge de confort a la vegada que augmentaria l'energia emmagatzemada al mur i, per tant, l'energia alliberada cap a l'habitacle durant la nit.

La *Figura 9.6* mostra la temperatura de l'aire a les 14:30, quan es dona el seu màxim, com es pot veure en la *Figura 9.5*. La temperatura de l'aire entre el mur i el vidre arriba als 332K. S'ha disminuït el límit superior de l'escala, d'aquesta manera es pot apreciar la distribució de

la temperatura respecte l'alçada i la distribució de la temperatura en la zona propera a la sortida del conducte superior.

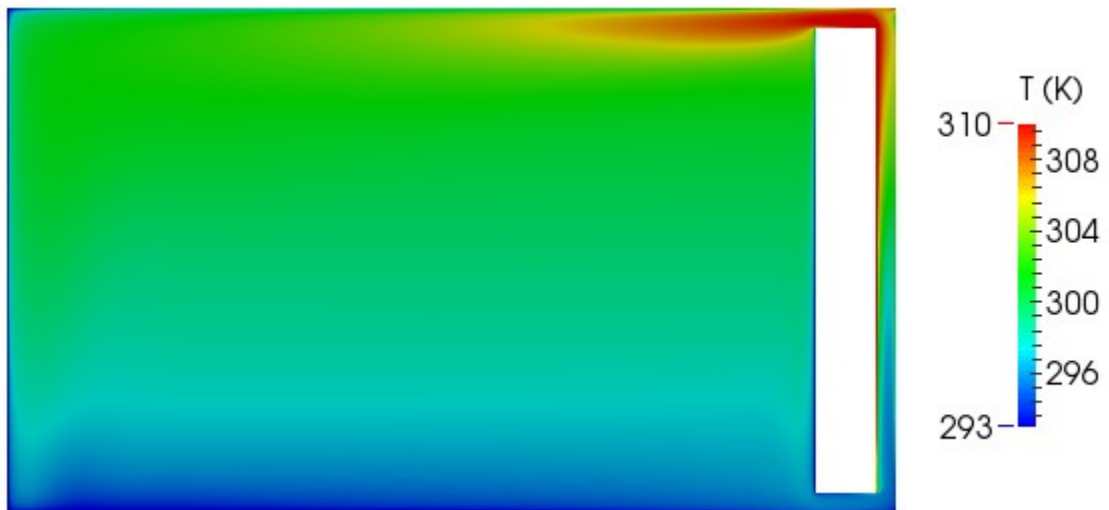


Figura 9.6: Temperatura de l'aire a l'interior de l'habitable a les 14:30.

En la *Figura 9.7* es mostra la temperatura a totes les regions a la vegada, excepte pel subsòl, del qual se'n mostra una part. Com en la *Figura 9.6* l'escala ha estat ajustada convenientment.

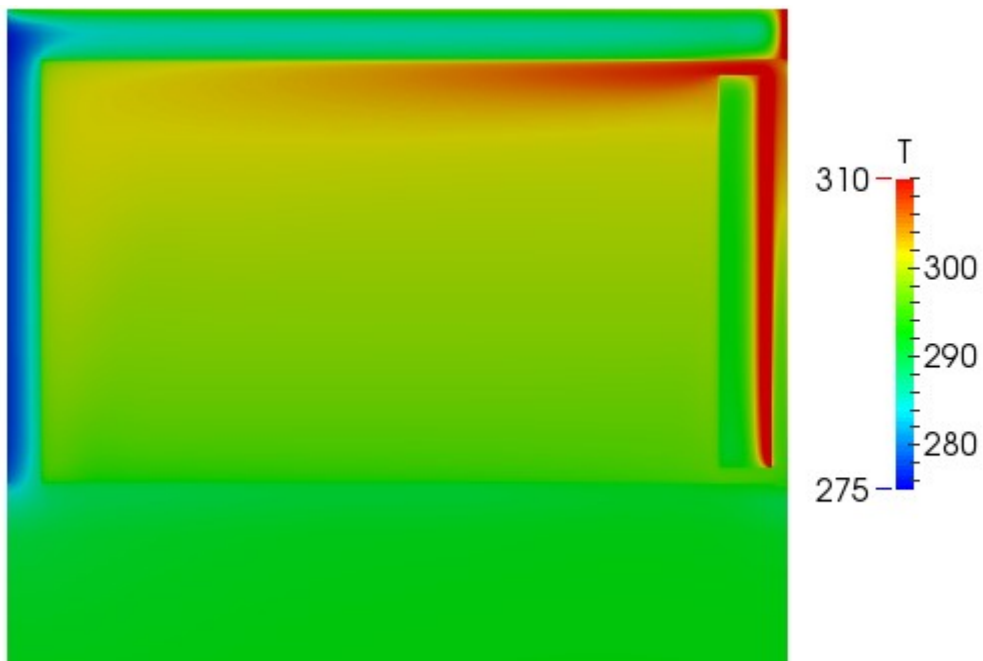


Figura 9.7: Temperatura a totes les regions a les 14:30.

En la *Figura 9.8* es mostra el camp de velocitat de l'aire a les 14:00 hores, quan es dona el seu màxim.

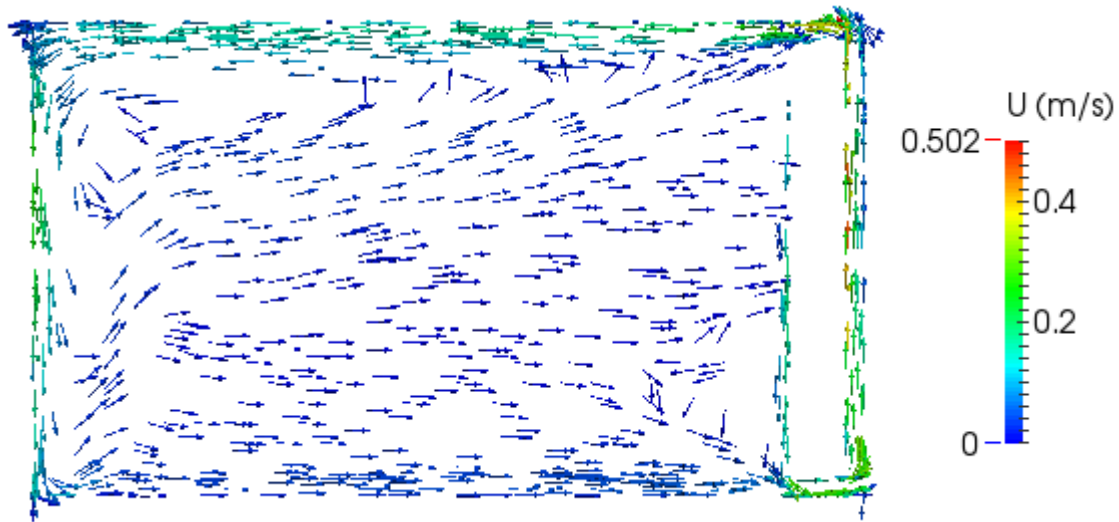


Figura 9.8: Camp de velocitat de l'aire a les 14:00.

Es pot observar el sentit de la velocitat en els conductes i la zona entre el mur i el vidre. L'aire surt de l'habitacle pel conducte inferior i hi retorna pel conducte superior. També es pot observar que en aquest instant la temperatura de l'aire és superior a la de la paret interior del mur, fet que fa que aquest es desplaci en sentit descendent. En el cas de limitar la temperatura a l'interior de l'habitacle aquest sentit es podria invertir. En la paret posterior de l'habitacle el sentit de l'aire és descendent com és d'esperar ja que aquesta paret és la zona més freda de l'estructura. Cal notar que les velocitats en bona part de l'interior de l'habitacle són molt reduïdes, afavorint el confort.

A continuació es mostrarà l'evolució de la temperatura en diferents zones del domini i es compararà amb la temperatura de l'aire a l'interior o a l'exterior com a referència. Es començarà amb la temperatura en els contorns.

La *Figura 9.9* mostra l'evolució de la temperatura als contorns exteriors del vidre, sostre i

paret i la de l'aire exterior. La temperatura ha estat presa al centre de cada costat.

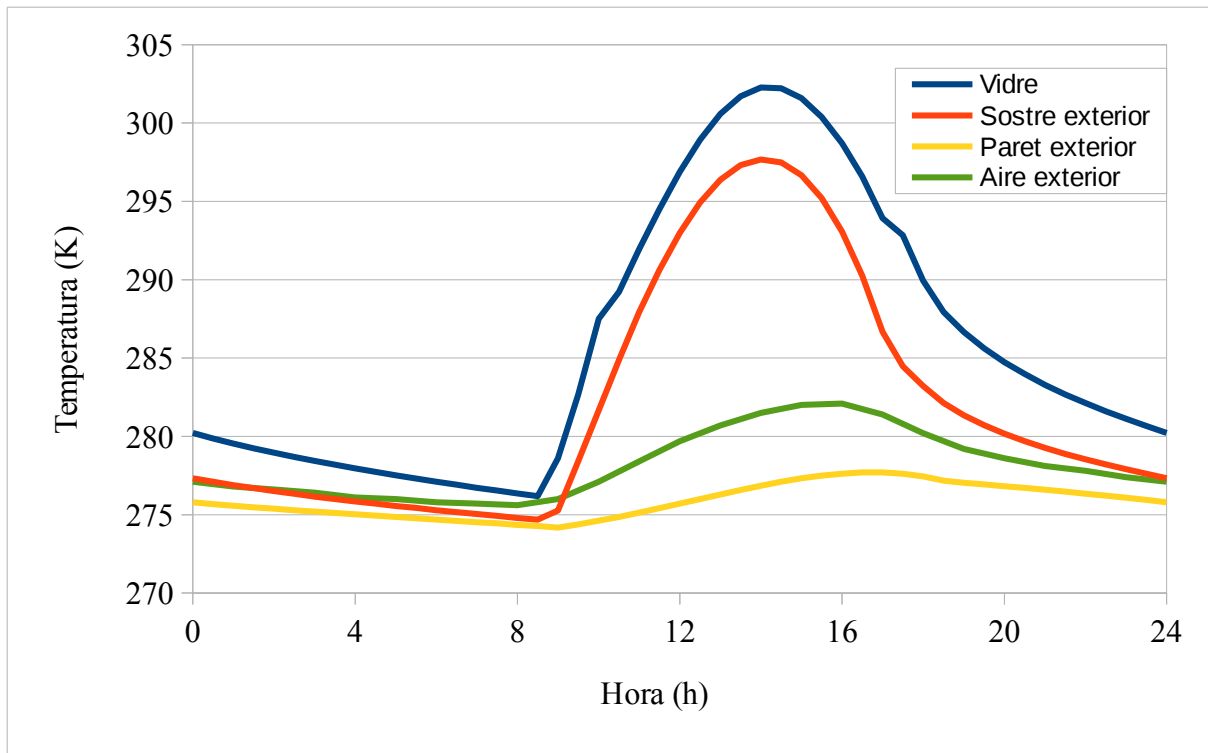


Figura 9.9: Temperatura als contorns exteriors.

Es pot observar com les superfícies que mostren una major oscil·lació tèrmica són les superfícies amb una major radiació solar incident. En el cas del sostre és directa i en el cas del vidre degut a la que incideix sobre el mur com es mostra en la *Figura 9.11*. En el cas de la paret posterior, sense incidència solar en cap moment del dia, presenta una oscil·lació tèrmica molt baixa. Cal notar també que la temperatura en aquesta superfície és inferior que la de l'aire exterior, mostrant així la repercussió de l'intercanvi radiatiu entre la superfície i el cel.

A la *Figura 9.10* es mostra l'evolució de la temperatura als contorns entre la regió *aire* i les regions *paret* i *sostre*. S'hi ha afegit la del vidre i la de l'aire exterior com a comparació.

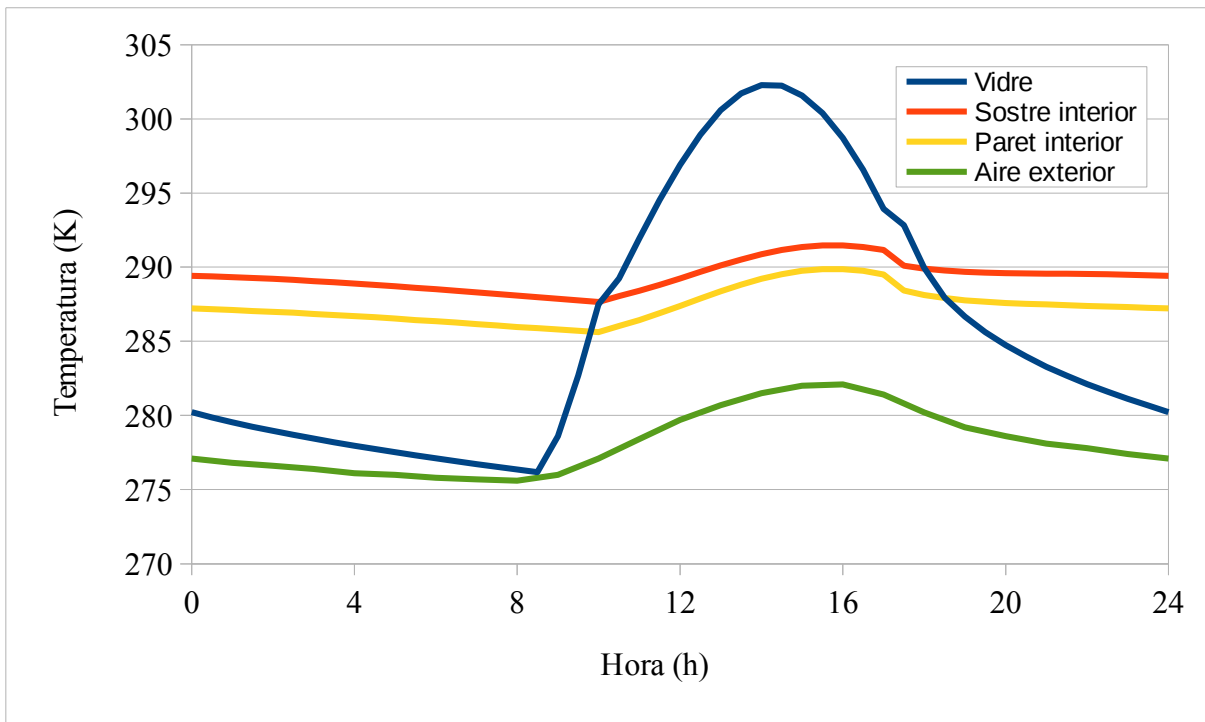


Figura 9.10: Temperatura als contorns interiors.

Es pot observar que la temperatura en el costat interior del sostre és superior a la temperatura del costat interior de la paret. Això és degut a que el sostre rep en la part interior el flux d'aire calent provinent de la zona mur-vidre, a més a més de rebre en la part exterior un flux de radiació solar que fa mantenir tot el sostre a una temperatura superior a la de la paret.

A continuació es mostrarà l'evolució de la temperatura al mur Trombe. A la *Figura 9.11* es mostra l'evolució de la temperatura als costats interior i exterior del mur, així com la temperatura al centre del mur. Les mostres han estat preses al mig del costat. Es mostra l'evolució de la temperatura de l'aire exterior a mode de comparació.

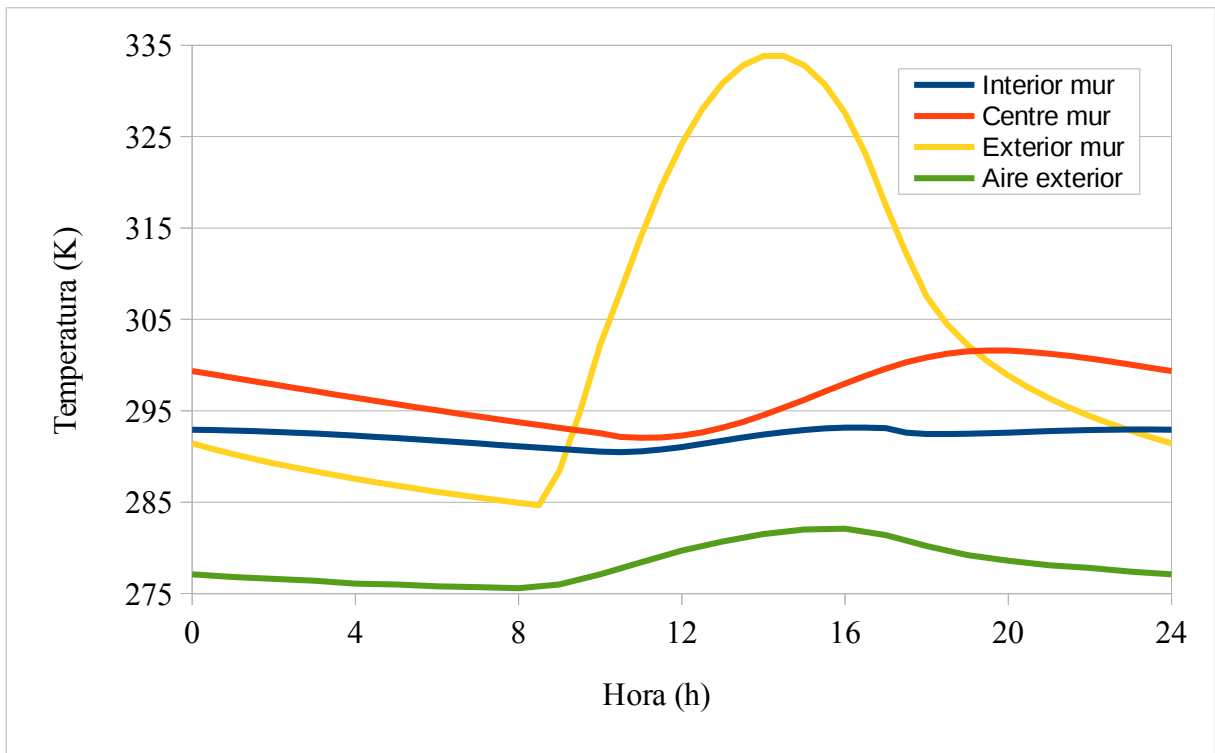


Figura 9.11: Temperatura al costat interior, costat exterior i centre del mur.

Es pot observar que el retard entre la variació de temperatura al costat exterior i al centre és d'unes 5 hores, obtenint un valor màxim de temperatura a la cara interior al voltant de les 19:00 hores. La temperatura al costat interior del mur pràcticament no varia durant el dia, prenent valors entre 290,5K i 293K.

En la *Figura 9.12* es mostra la distribució de la temperatura a l'interior del mur Trombe al llarg del dia cada dues hores. S'ha ajustat l'escala en tres trams. S'hi pot observar el procés d'escalfament i refredament del mur.

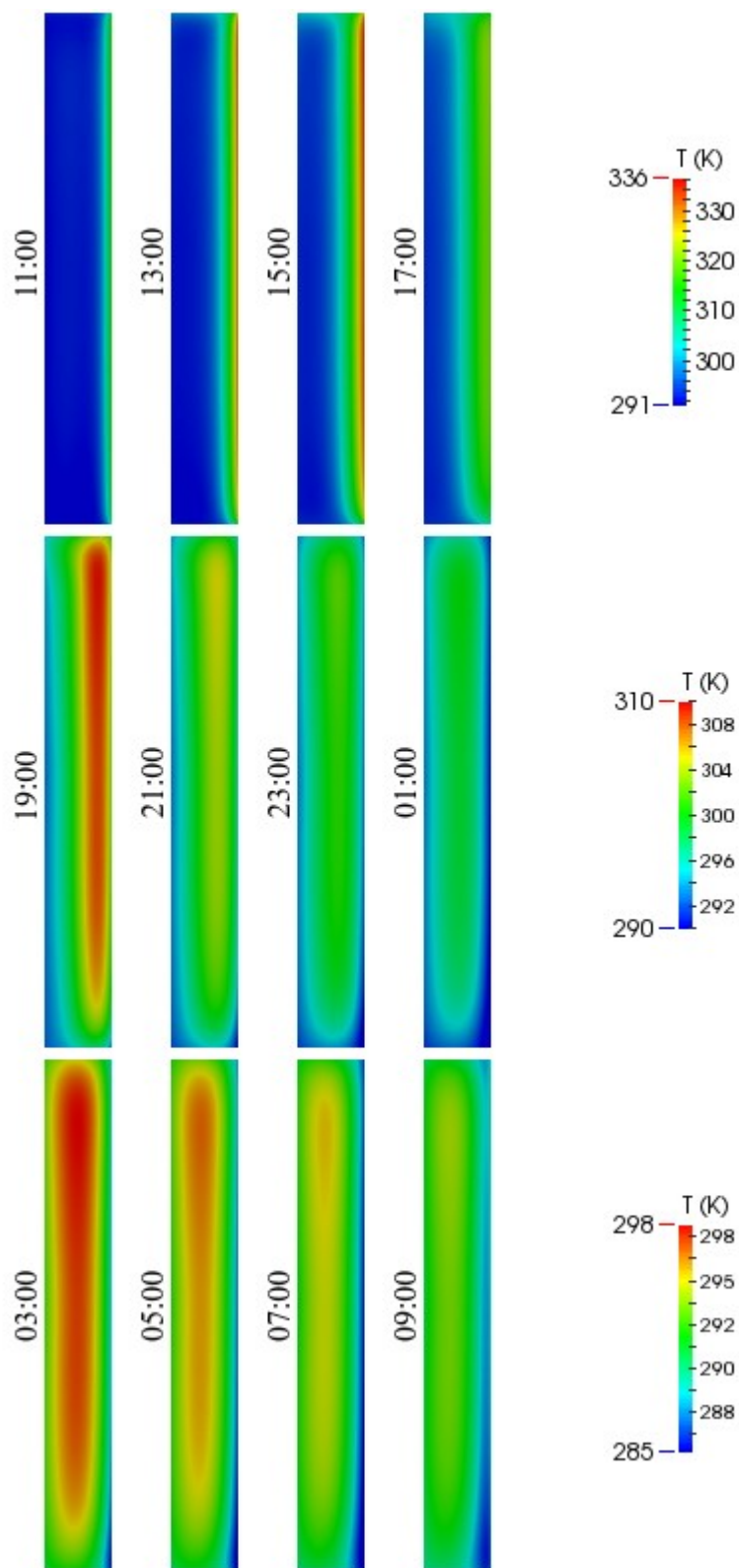


Figura 9.12: Distribució de la temperatura en el mur Trombe.

10. Estudi de l'impacte ambiental

Per a avaluar l'impacte ambiental de la realització del projecte es tindrà en compte únicament l'energia consumida per l'ordinador. S'ha usat una eina en línia per a l'estimació de la potència consumida per aquest a partir dels components que el formen. Sense càrrega s'estima una potència d'uns 80W i a plena càrrega uns 220W.

El temps requerit per a la realització del present estudi ha estat aproximadament d'uns deu mesos amb una dedicació d'unes 6 hores al dia. En aquestes condicions, usant un navegador i un editor de text, es pot considerar que l'ordinador treballa sense càrrega.

$$80 \text{ W} \cdot 10 \text{ mesos} \cdot \frac{20 \text{ dies}}{1 \text{ mes}} \cdot \frac{6 \text{ hores}}{1 \text{ dia}} \cdot \frac{1 \text{ kWh}}{1000 \text{ Wh}} = 96 \text{ kWh} \quad (10.1)$$

El temps total de les simulacions ha estat de 8 dies i s'ha requerit aproximadament 30 hores de càlcul per dia de simulació. En aquestes condicions es considera que l'ordinador treballa a plena càrrega. Afegint un 50% més de temps de càlcul per a incloure el temps de proves i errors es té:

$$220 \text{ W} \cdot 8 \text{ dies} \cdot 1,5 \cdot \frac{30 \text{ hores}}{1 \text{ dia}} \cdot \frac{1 \text{ kWh}}{1000 \text{ Wh}} = 79,2 \text{ kWh} \quad (10.2)$$

S'estima doncs que el consum elèctric per a la realització del present estudi és d'uns 175,2kWh.

Degut a que el sistema estudiat és un sistema de climatització passiu es considera convenient calcular el consum requerit per a obtenir resultats similars usant un sistema no passiu, permetent així estimar l'estalvi energètic. S'ha usat una geometria similar en tres dimensions amb un costat de 3m. La cara sud corresponent a la façana amb el mur Trombe i el vidre ha estat substituïda per una paret amb una finestra de 1,5mx1,2m. S'ha dividit el dia en tres

interval·ls i s'han imposat unes condicions interiors i exteriors constants a cada interval, com es mostra en la *Taula 10.1*.

	Dia (10:00 - 17:00)	Nit (17:00 – 10:00)
T_{interior}	295 K	290 K
T_{exterior}	280 K	277 K
T_{cel}	268 K	265 K
$q_{\text{sol,vert}}$	480 W/m ²	-
$q_{\text{sol,horit}}$	220 W/m ²	-
$q_{\text{sol,costat}}$	300 W/m ²	-
T_{terra}	290 K	290 K

Taula 10.1: Propietats promitjades.

Es consideren dos interval·ls pel dia i un per la nit, ja que la temperatura de l'aire exterior varia poc durant la nit. La diferència entre els dos interval·ls diürns és només la radiació solar incident a la cara est per un interval i a la cara oest per a l'altre. La temperatura interior s'ha fixat a partir de les dades usades en la *Figura 9.5*. S'ha plantejat un balanç tèrmic en tots els seus costats excepte en el terra, on s'ha assumit una temperatura constant. Per la façana s'ha plantejat un balanç per a la paret i un altre pel vidre.

$$q_{\text{conv,int}} = q_{\text{cond}} = q_{\text{rad,ext}} + q_{\text{conv,ext}} \quad (10.3)$$

Per al terme de la convecció interior s'ha assumit un coeficient de convecció igual a 3W/m²K. El terme de radiació comprèn la radiació amb el cel i el terme de radiació solar corresponent segons el costat i l'interval. S'ha prescindit del terme de radiació interior per a major simplicitat que, probablement, tindria poc pes ja que la diferència de temperatura entre les superfícies és petita. S'han usat les mateixes propietats dels materials que en la simulació.

Usant les expressions (7.22) i (7.23) s'han linealitzat els termes de l'intercanvi radiatiu amb el cel obtenint així un sistema lineal de 12 equacions, corresponents als balanços d'energia per a

les cares descrites, i 12 incògnites, corresponents a la temperatura interior i exterior per a cada cara. Aquest sistema lineal ha estat resol amb una fulla de càlcul. Els termes linealitzats han estat actualitzats de manera iterativa amb els valors obtinguts de la resolució del sistema fins a trobar una solució convergida.

Per al càlcul de l'aport energètic per a mantenir l'habitable a la temperatura fixada s'ha fet un balanç tèrmic global sumant tots el termes de convecció, radiació amb el cel i radiació solar en les cares exteriors usant les temperatures exteriors obtingudes de la resolució del sistema lineal, més la radiació solar que travessa el vidre. La suma d'aquests termes és la potència requerida per a mantenir l'habitable a la temperatura fixada per altres mitjans, per exemple, un sistema de calefacció amb caldera de gas natural.

La potència obtinguda en els trams diürns ha estat de -500W. Com s'ha vist, en aquests trams la temperatura de l'aire és excessivament alta. Seria convenient usar un sistema de control per a evitar temperatures interiors massa altes i emmagatzemar una part més gran de l'energia captada durant el dia en el mur Trombe, en comptes d'usar-la per a escalfar l'aire interior durant el dia. Això contribuiria a augmentar la temperatura a la nit.

En el tram nocturn la potència calculada ha estat de 1070W. Es pot obtenir una potència diària mitjanada usant aquests dos valors i el nombre d'hores dels diferents trams.

$$\frac{1070 W \cdot 17 h - 500 W \cdot 7 h}{24 h} = 612 W \quad (10.4)$$

Es calcula l'estalvi energètic mensual equivalent del sistema en 440kWh, en les condicions interiors obtingudes en la simulació. Tenint en compte que s'ha considerat una superfície de 12m² això equival a 36,6kWh/m²mes.

11. Estudi econòmic

Els costos relacionats amb la realització del present projecte que es consideren són el laboral i el de les eines emprades. Aquests són el cost de les hores dedicades i el cost de l'ordinador.

El temps dedicat al projecte es considera de 10 mesos a 6 hores el dia els dies laborables. Suposant un salari mig de 8€ l'hora d'un estudiant en pràctiques s'obté:

$$10 \text{ mesos} \cdot \frac{20 \text{ dies}}{\text{mes}} \cdot \frac{6 \text{ hores}}{\text{dia}} \cdot \frac{8 \text{ €}}{\text{hora}} = 9600 \text{ €} \quad (11.1)$$

El cost de l'ordinador usat és de 1200€. Sumant les dues quantitats s'obté un cost total de 10800€.

S'ha de tenir en compte que tot el programari usat en la realització del programa ha estat de codi lliure: sistema operatiu Ubuntu Linux, OpenFOAM, editor de text i full de càlcul de LibreOffice.

Usant el valor d'estalvi energètic calculat en l'apartat anterior i un preu del gas natural de 0,04€/kWh, s'obté un estalvi econòmic de 1,46€/m²mes.

Conclusions

La realització del present projecte ha servit per a aprofundir en la teoria de la dinàmica de fluids i la transferència de calor, en la complexitat de la integració dels dos fenòmens i en les equacions que els regeixen.

L'ús de l'OpenFOAM per a la realització del present projecte ha servit d'introducció a la Fluidodinàmica Computacional i ha permès conèixer les característiques del programa. S'ha constatat que és una eina que requereix una inversió notable en temps d'aprenentatge. Per altra banda s'ha comprovat que és una eina molt potent, àmpliament usada en l'àmbit acadèmic i de recerca i que compensa la seva dificultat amb el ventall de possibilitats que ofereix el fet de ser codi lliure.

S'ha comprovat que l'execució de les simulacions requereix un temps de càlcul molt elevat i això ha obligat a realitzar una sèrie de simplificacions: la geometria ha estat de dimensions reduïdes i la simulació ha hagut de ser en dues dimensions. A més a més, s'ha vist que el temps elevat de càlcul ha dificultat la realització de modificacions a mida que l'experiència augmentava durant la realització del projecte, com per exemple modificar les condicions inicials per a accelerar la convergència de la solució. No obstant això, es considera aquest un exercici valuós que permet captar les possibilitats de la Fluidodinàmica Computacional i l'OpenFOAM com a eina de disseny d'aquest tipus de sistema.

Dels resultats se'n pot extreure informació precisa del comportament del sistema com ara l'evolució dels camps de temperatura en les diferents regions, difícil i costosa d'aconseguir de forma experimental. És especialment interessant poder conèixer el comportament tèrmic d'un dels elements clau del sistema com és el mur Trombe, que es basa en una idea de funcionament molt simple, però que pot resultar molt complex d'analitzar. Aquest comportament pot variar dràsticament segons els materials i la geometria emprades i, per tant, l'ús d'aquesta eina es pot traduir en una gran capacitat alhora de realitzar un disseny correcte.

S'ha constatat la influència de la turbulència i s'ha usat un dels models de turbulència més habituals en l'enginyeria i, en particular, com s'ha vist en estudis semblants, en l'estudi de sistemes de climatització i ventilació d'edificis.

En quant a accions futures s'hauria de posar èmfasi en la possibilitat de realitzar un càlcul en tres dimensions i usar, per tant, una geometria realitzable podent contrastar els resultats amb informació experimental. Amb aquesta capacitat de càlcul es poden plantejar estudis més complexos, no només en quant a geometries més grans i complexes, sinó en l'ús d'aquest tipus de sistema com a sistema de ventilació passiva o climatització en èpoques caloroses, com és el cas de les xemeneies solars i els pous canadencs. Una altra possibilitat és la d'incloure sistemes de control per a l'obertura i tancament de les trampetes així com la inclusió d'elements d'impulsió de l'aire, estudiant així diferents maneres de gestionar l'ús de l'energia captada pel sistema. En qualsevol cas, seria interessant investigar altres maneres d'incloure la radiació solar i de tenir en compte les condicions climatològiques.

Agraïments

Es vol agrair a en Lluís Batet i a l'Elisabet Mas de les Valls el seu guiat durant el projecte i la transmissió de coneixements tant teòrics com sobre l'OpenFOAM.

Igualment a la meva família pel suport rebut i la paciència mostrada durant tot el procés, així com qualsevol altra persona que hi hagi influït positivament.

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] <http://sustainabilityworkshop.autodesk.com/buildings/trombe-wall-and-attached-sunspace>
- [2] KIM, S., SEO J. *An Influence of the Opening Location of the Trombe Wall System on Indoor Airflow and Thermal Environment*. Chosun University, Korea, 2012.
- [3] SAMI, V., GASSMAN, J. *A Simultaneous Modelling Methodology to Analyze Passive Solar Performance of Trombe Walls*. Lord, Aeck & Sargent Architecture, Atlanta, USA, 2006.
- [4] TORCELLINI, P., PLESS, S. *Trombe Walls in Low-energy Buildings: Practical Experiences*. National Renewable Energy Laboratory, 2004.
- [5] LLOPIS TRILLO, G., RODRIGO ANGULO, V. *Guia de la Energía Geotérmica*. FENERCOM, p. 170.
- [6] WHITE, *Fluid Mechanics (4th ed.)*. McGrawHill Education, 2001, p. 215-234.
- [7] INCROPERA, F.P. [et al.]. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (7th ed.)*. Donnelley (USA), Wiley, 2011, p. 4-2– 4-3.
- [8] DAVIDSON, L. *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2013, p. 45-55.

- [9] POPE, S.B. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, Cambridge, 2000, p. 373-385, 457-462.
- [10] SIEGEL, R., HOWELL, J. R., *Thermal Radiation Heat Transfer(3rd ed.)*. Taylor & Francis. Washington. 1992. CH. 12, sections 3-7, pg. 517-537.
- [11] BEJAN, A., KRAUS, A. D. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons, 2003, New York, p. 574-582.
- [12] SIEGEL, R., HOWELL, J. R. *Thermal Radiation Heat Transfer. Third Edition*. Taylor & Francis, Washington, 1992, p. 778-779, 785-792.
- [13] SIEGEL, R., HOWELL, J. R. *Thermal Radiation Heat Transfer. Third Edition*. Taylor & Francis, Washington, 1992, p. 691-694.
- [14] COELHO, PEDRO J. *Advances in the discrete ordinates and finite volume methods for the solution of radiative heat transfer problems in participating media*. Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, 2014, p. 121-146.
- [15] ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI)*, 2007 p. 33.1-33.3.
- [16] ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI)*, 2007 p. 33.2.
- [17] ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI)*, 2007 p. 33.6
- [18] MARGARIT I ROSET, J. [et al.]. *Els graus-dia de calefacció i refrigeració de*

Catalunya: resultats a nivell municipal. Institut Català d'Energia, 2003, p. 45.

- [19] DEFRAEYE, T. [et. al.]. *CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer*. Int. J. Heat Mass Tran, Vol. 53, 2010, p. 297-308.
- [20] <https://openfoamwiki.net/index.php/Contrib/swak4Foam>
- [21] INCROPERA, F.P. [et al.]. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (7th ed.)*. Donnelley (USA), Wiley, 2011, p. 10.
- [22] http://www.cfd-online.com/Wiki/SIMPLE_algorithm
- [23] <https://openfoamwiki.net/index.php/PISO>
- [24] https://openfoamwiki.net/index.php/OpenFOAM_guide/The_PIMPLE_algorithm_in_OpenFOAM
- [25] http://www.cfd-online.com/Wiki/Law_of_the_wall
- [26] *OpenFOAM User Guide*, OpenFOAM Foundation, cap. 5.
- [27] *OpenFOAM User Guide*, OpenFOAM Foundation, cap. 5. p.131
- [28] *OpenFOAM User Guide*, OpenFOAM Foundation, cap. 5. p.141

Altres referències bibliogràfiques

PATANKAR, S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. University of Minnesota, 1980.

FERZIGER, J.H., PERIC, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics, 3d Ed.* 2002

DEFRAEYE, T. [et al.]. *Convective Heat Transfer Coefficients for Exterior Building Surfaces: Existing Correlations and CFD Modelling*. Energy Conversion Management, Vol. 52, 2010.

LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B. *The Numerical Computation of Turbulent Flows*. Comp. Methods Appl. Mech. Eng., 1974, p. 269-289.

PATANKAR, S.V., SPALDING, D.B. *Heat and Mass Transfer in Boundary Layers, 2nd Edition*. Intertext Books, London, 1970.

SPALDING, D.B. *Monograph on Turbulent Boundary Layers*. Imperial College, Mechanical Engineering Department Report TWF/TN/33, 1967.

WOIFSHTEIN, M.W. The Velocity and Temperature Distribution in One Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. International J. Heat & Mass Transfer, Vol. 12, 1969, p. 301.