



Università di Pisa
Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Aerospaziale

***Flusso caldo in abitacolo,
caratterizzazione termica con la
CFD***

Relatori:

Prof. Ing. Giovanni Lombardi

Prof. Ing. Guido Buresti

Ing. Ferdinando Cannizzo

Candidati:

Libera Natalia La Face

Andrea Meo

Anno Accademico 2005/2006

A Mamma e Papà

*“Ho offeso Dio e l’umanità intera,
dato che le mie opere non hanno raggiunto
la qualità che avrebbero dovuto.”*

Leonardo da Vinci

INDICE

1. INTRODUZIONE.....	1
2. CENNI SUI MECCANISMI DI SCAMBIO TERMICO IN FLUENT.....	3
2.1. Conduzione.....	3
2.2. Convezione.....	4
2.3. Irraggiamento.....	5
2.3.1. Modelli di irraggiamento presenti nel solutore.....	7
2.3.1.1. <i>Discrete transfer radiation model (DTRM)</i>	
2.3.1.2. <i>P-1 radiation model</i>	
2.3.1.3. <i>Rosseland radiation model</i>	
2.3.1.4. <i>Surface-to-surface (S2S) radiation model</i>	
2.3.1.5. <i>Discrete ordinates (DO) radiation model</i>	
2.3.2. Parametri per la scelta del modello di irraggiamento.....	16
2.3.2.1. <i>Vantaggi e limiti dei modelli</i>	
2.3.3. Modelli di irraggiamento solare.....	19
2.3.3.1. <i>Solar ray tracing</i>	
2.3.3.2. <i>DO irradiation</i>	
3. MODALITA' DI SETTAGGIO DEI PARAMETRI CFD.....	25
3.1. Introduzione.....	25
3.2. Settaggio del solutore.....	26
3.3. Condizione al contorno.....	29
3.3.1. <i>“Mass flow inlet”.....</i>	<i>30</i>
3.3.2. <i>“Pressure far-field”.....</i>	<i>31</i>
3.3.3. <i>“Pressure outlet”.....</i>	<i>33</i>
3.3.4. <i>“Wall”.....</i>	<i>34</i>
3.3.4.1. <i>“Temperature”</i>	
3.3.4.2. <i>“Heat Flux”</i>	
3.3.4.3. <i>“Convective Heat Transfer”</i>	
3.3.4.4. <i>“External Radiation”</i>	
3.3.4.5. <i>“Mixed”</i>	
3.4. Materiali.....	39
3.4.1. <i>Proprietà standard per materiali fluidi.....</i>	<i>39</i>
3.4.2. <i>Proprietà standard per materiali solidi.....</i>	<i>40</i>
3.4.3. Proprietà dei materiali in presenza di un modello di irraggiamento.....	41
3.4.3.1. <i>Coefficiente di assorbimento</i>	
3.4.3.2. <i>Indice di rifrazione</i>	
3.4.3.3. <i>Scattering</i>	
3.4.4. <i>Proprietà dei materiali utilizzati nelle simulazioni.....</i>	<i>45</i>

4. IMPOSTAZIONE DELLA TERMICA NEL SOLUTORE	47
4.1. Confronto tra approccio teorico e risultati numerici	47
4.2. Analisi comparativa con griglia test	70
4.3. Settaggio ottimale	122
5. ANALISI DI SENSIBILITA' DELLA SOLUZIONE ALLA GRIGLIA	123
5.1. Analisi e valutazione delle griglie di calcolo	123
5.2. Impostazioni del solutore per l'analisi di sensibilità	125
5.3. Analisi dei risultati	126
5.3.1. Convergenza	128
5.3.2. Considerazioni finali	136
5.4. Conclusioni	141
6. ANALISI DEI RISULTATI	142
6.1. Riscaldamento "DO radiation model" con "DO irradiation model"	142
6.2. Raffreddamento dell'abitacolo: effetti dovuti al posizionamento della vettura	151
6.2.1. Effetti della posizione dell'abitacolo sui campi di velocità, pressione e densità	152
6.2.2. Effetti dell'orientazione dell'abitacolo sui campi legati alla temperatura	158
6.2.3. Conclusioni	168
6.3. Raffreddamento "DO radiation model" con "Solar Ray Tracing"	169
7. PUNTI DI CAMPIONAMENTO PER CONFRONTO COMPUTAZIONALE – SPERIMENTALE	176
7.1. Definizione di una griglia di punti di controllo	176
7.1.1. Scelta della collocazione dei punti di controllo	177
7.1.2. Confronto con la teoria del comfort termico	179
7.1.3. Sistema di riferimento	179
7.1.4. Disposizione dei punti di controllo	184
7.1.4.1. <i>Punti di controllo sul manichino</i>	
7.1.4.2. <i>Punti di controllo nell'abitacolo</i>	
8. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	192
Appendice A - Elenco simulazioni eseguite	194
Appendice B – Reports prove per l'analisi di sensibilità	202
Appendice C – Reports simulazioni settaggio ottimale	218
Bibliografia	243

1. Introduzione

La necessità sempre crescente di ottimizzare il comfort all'interno del mezzo di trasporto, con lo scopo di migliorare la qualità dell'ambiente in cui guidatore e passeggeri si trovano, trova riscontro nelle esigenze della quotidianità: molta gente, infatti, trascorre una parte significativa del suo tempo viaggiando; è stato dimostrato che le buone condizioni dell'abitacolo influiscono positivamente sulle prestazioni del guidatore, alleviando la sensazione di fatica.

Un altro aspetto che incentiva la ricerca delle cause che provocherebbero sensazioni di disagio all'interno dell'abitacolo, è di natura economica: dal punto di vista dell'imprenditoria automobilistica, infatti, molto del prestigio è legato al comfort all'interno del veicolo.

Studi hanno dimostrato la possibilità di indicizzare il livello di comfort: sono stati definiti, infatti, dei modelli di calcolo che mettendo in relazione grandezze come la temperatura statica, la velocità dell'aria, l'umidità e la temperatura radiante, riescono a predire il livello locale di comfort di un occupante dell'abitacolo.

Il presente lavoro ha come scopo la caratterizzazione del flusso caldo all'interno di un abitacolo attraverso l'analisi CFD, inserendosi nel ben più ampio contesto di valutazione di un indice di comfort termico; con l'ausilio della fluidodinamica computazionale si vuole modellare un flusso che approssimi una situazione reale, riuscendo a simulare i meccanismi di scambio termico che intervengono a modificare il campo di temperatura all'interno dell'abitacolo, convezione ed irraggiamento, e riuscendo a caratterizzare gli effetti del carico solare.

Il vantaggio di utilizzare la simulazione numerica risiede nella possibilità di poter analizzare le grandezze che concorrono alla caratterizzazione del flusso a condizioni fissate e di poter predire l'evoluzione dei fenomeni fisici ottenendo in tempi rapidi ed in anticipo rispetto al prototipo ed all'uscita della vettura di produzione i risultati delle analisi.

2. Cenni sui meccanismi di scambio termico in Fluent

Molte applicazioni pratiche di concetti termofluidodinamici si basano sullo scambio di energia tra due sistemi fisici, non necessariamente in contatto tra loro, caratterizzati ognuno da precisi valori, variabili comunque con il tempo, dei parametri ad essi associati; nel caso in cui sussista tra essi una differenza nei valori di temperatura si parla di scambio termico; ne segue dunque che il calore è definito come il trasferimento di energia tra due sistemi in virtù di una differenza di temperatura, indispensabile per la realizzazione del fenomeno. Il flusso di calore si manifesta da una regione a temperatura maggiore verso una regione a temperatura minore e può avvenire con diverse modalità, in base allo stato dei sistemi e all'eventuale contatto tra essi.

2.1. Conduzione

La conduzione termica è il trasferimento di energia dovuto all'interazione tra particelle di una sostanza dotate di maggiore energia con quelle ad esse adiacenti dotate di minore energia; può avvenire nei solidi e nei fluidi: nei primi deriva dalle vibrazioni molecolari mentre nei secondi è causata dalle collisioni tra le molecole; il postulato di Fourier permette di determinare la potenza scambiata per conduzione:

$$\dot{q}_{cond} = -\lambda gradT ,$$

dove λ è il coefficiente di conduzione e rappresenta la quantità di calore scambiata per unità di superficie per unità di gradiente di temperatura.

Nel solutore λ è un parametro necessario alla definizione del materiale sia nei solidi (oltre a densità e calore specifico) che nei fluidi. Il postulato di Fourier, è utilizzato da Fluent ogniqualvolta si determina lo scambio termico attraverso una superficie con spessore non nullo; in tal caso esso viene applicato semplicemente per determinare il flusso di calore ortogonale alla superficie ed è semplificata al caso monodimensionale. La conduzione attraverso un fluido è impostata di default in quanto, localmente, se due particelle di fluido a temperatura diversa si urtano, istantaneamente hanno velocità relativa nulla, per cui sussiste scambio termico conduttivo. La conduzione attraverso le pareti solide, invece, viene tenuta in conto, e quindi calcolata, solo se in prossimità della stessa parete è attivato, attraverso l'impostazione delle condizioni al contorno (si veda § 3.2.4) lo scambio termico convettivo ed essa ha uno spessore non nullo.

2.2. Convezione

La convezione è il trasferimento di energia tra due sistemi a contatto tra loro uno dei quali deve essere necessariamente fluido e deve essere dotato di velocità non nulla; la convezione implica dunque, la combinazione fenomeno conduttivo-trasporto di massa; quest'ultimo è dovuto al campo di velocità e i suoi effetti aumentano all'aumentare dell'intensità di tale campo. La legge di Newton permette di esprimere la potenza termica scambiata per convezione:

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty),$$

dove h è il coefficiente di convezione e rappresenta la quantità di calore scambiata per unità di superficie per unità di differenza di temperatura, mentre T_s e T_∞ sono, rispettivamente, le temperature della superficie e del fluido nella sua corrente indisturbata.

Nel solutore la convezione è modellizzata come condizione al contorno, semplicemente impostando, nel pannello della termica relativo alla superficie in prossimità della quale si ha scambio termico, la convezione (“convection”, si veda § 3.2.4.3). In input occorre inserire il valore di h relativo al fluido e la temperatura della parete esterna, nel caso in cui essa abbia uno spessore non nullo. Se la parete ha spessore nullo, la temperatura della sua superficie esterna coincide con quella della superficie interna.

2.3. Irraggiamento

L’irraggiamento è l’emissione di energia sotto forma di onde elettromagnetiche (o fotoni) come risultato di modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi. La trasmissione di calore per irraggiamento non richiede né il contatto tra i sistemi sedi del fenomeno né la presenza di un mezzo interposto tra essi poiché le onde elettromagnetiche si propagano anche nel vuoto e la loro velocità di propagazione è pari a quella della luce nel mezzo ($c \cong 300000 \text{ Km/s}$ nel vuoto). Tutti i corpi a temperatura superiore allo zero assoluto emettono radiazioni termiche la cui intensità è quantificata dalla legge di Stefan-Boltzmann; per un corpo grigio la relazione è:

$$\dot{q}_{irr} = \varepsilon \sigma T^4,$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann il cui valore è $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ mentre ε è una costante minore di uno denominata remissività, assume valore unitario per un corpo nero.

Essendo l’obiettivo principe di questo lavoro quello di modellare e caratterizzare il flusso caldo all’interno di un abitacolo, non può essere certo trascurata la componente di flusso di calore trasferita per irraggiamento all’interno del dominio computazionale, considerando come facente parte di questa anche l’energia termica radiata dal carico solare; a tal fine, nel seguente capitolo si analizzeranno i metodi che il solutore ha a disposizione per la schematizzazione del

modo di scambio termico suddetto. Fluent, infatti, permette di modellizzare il trasferimento di calore per irraggiamento attraverso cinque modelli:

- Discrete transfer radiation model (DTRM);
- P-1 radiation model;
- Rosseland radiation model;
- Surface-to-surface radiation model (S2S);
- Discrete ordinates radiation model (DO).

In aggiunta a questi, il solutore permette anche di schematizzare gli effetti del carico solare utilizzando due metodi:

- “Solar Ray Tracing”;
- “DO Irradiation”.

L’equazione dell’irraggiamento per un mezzo assorbente, emittente e “scatterizzante” alla posizione \vec{r} in direzione \vec{s} è espressa dalla relazione seguente:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (\text{radiation transfer equation, RTE})$$

dove: \vec{s}' è il vettore direzione dello scattering;

s è la lunghezza di traiettoria;

a è il coefficiente di assorbimento;

n è l’indice di rifrazione;

σ_s è il coefficiente di scattering;

σ è la costante di Stefan-Boltzmann;

I è l’intensità della radiazione;

T è la temperatura locale;

Φ è la funzione di fase;

Ω' è l’angolo solido;

$(a + \sigma_s) s$ è l'opacità del mezzo.

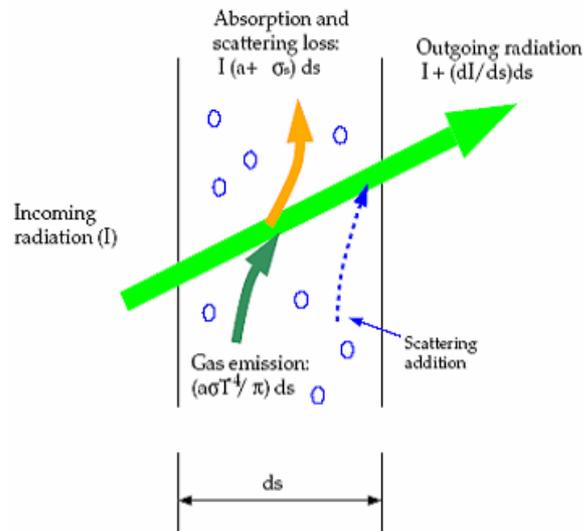


Figura 2.1 - Radiazione attraverso un mezzo.

2.3.1. Modelli di irraggiamento presenti nel solutore

I modelli di irraggiamento disponibili in Fluent sono cinque:

- discrete transfer radiation model (DTRM);
- P-1 radiation model;
- Rosseland radiation model;
- Surface-to-surface (S2S) radiation model;
- discrete ordinates (DO) radiation model.

2.3.1.1. Discrete transfer radiation model (DTRM)

La principale assunzione del DTRM è che la radiazione emanata dagli elementi di superficie in un certo range di angoli solidi può essere approssimata con un singolo raggio. L'equazione che descrive la variazione di intensità di energia radiante, dI , lungo una traiettoria, ds , può essere scritta come:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi},$$

in cui l'indice di rifrazione è assunto unitario. Il modello integra l'equazione lungo una serie di raggi emanati dalle superfici di contorno; la fonte di energia nel fluido dovuta all'irraggiamento è calcolata sommando i cambi di intensità lungo le traiettorie di ogni raggio tracciato attraverso il volume di controllo fluido.

La tecnica del "ray-tracing" può fornire una predizione sul flusso di calore radiante tra le superfici senza calcolare esplicitamente il "view-factor". L'accuratezza del modello è limitata soprattutto dal numero di raggi tracciati, aumentando i quali si ha un appesantimento del carico computazionale, e dalla griglia di calcolo.

Per ogni superficie radiante, i raggi sono costruiti come valori discreti degli angoli polare ed azimutale e la loro lunghezza è definita dalla distanza tra due superfici di controllo. Questo modello è costoso, in termini computazionali, quando ci sono molte superfici di controllo; per ovviare a ciò, il numero delle superfici radianti e delle celle assorbenti può essere ridotto con la tecnica del "clustering", attraverso la quale è possibile unire più celle tra loro adiacenti a formarne una, stimare il flusso di radiazione incidente, q_{in} , per ogni superficie ottenuta e, quindi, ridistribuire il valore nelle singole celle.

2.3.1.2. P-1 radiation model

Il P-1 è il caso più semplice del più generale P-N model, basato nell'espansione in serie ortogonale di armoniche sferiche dell'intensità dell'energia radiante. L'equazione aggiuntiva utilizzata dal solutore per la stima del flusso di calore radiante q_r è:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G = -\Gamma \nabla G$$

dove: C è il coefficiente della funzione di fase lineare anisotropia;

G è la radiazione incidente.

2.3.1.3. Rosseland radiation model

Il “Rosseland model” è valido quando il mezzo è opaco ed è raccomandato nei problemi in cui l’”optical thickness” è maggiore di tre; come nel “P-1 model”, il vettore flusso di calore radiante in un mezzo grigio può essere approssimato dall’equazione:

$$q_r = -16\sigma\Gamma n^2 T^3 \nabla T .$$

2.3.1.4. Surface-to-surface (S2S) radiation model

Il modello S2S può essere utilizzato per tenere in considerazione lo scambio di radiazioni in un dominio chiuso di “gray-diffuse-surfaces”; l’energia scambiata tra due superfici dipende dalla loro dimensione, dalla distanza che le separa e dall’orientazione, parametri riassunti in una funzione geometrica chiamata “view-factor”.

La più importante assunzione del modello è che possono essere ignorati assorbimento, emissione e scattering della radiazione e quindi per l’analisi è necessario che venga considerata solo l’irraggiamento superficie-superficie.

Il flusso di energia emesso da una data superficie è composto da energia emessa direttamente e riflessa, in funzione del flusso di energia incidente la zona circostante, espresso in termini di flusso di energia emesso da tutte le altre superfici. L’energia riflessa dalla superficie k è:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k}$$

dove: $q_{out,k}$ è il flusso di energia che lascia la superficie;

ε_k è l’emissività;

$q_{in,k}$ è il flusso di energia incidente nella superficie della zona circostante.

2.3.1.5. Discrete ordinates (DO) radiation model

Questo modello risolve l'equazione di trasferimento di calore radiante per un numero finito di angoli solidi discreti, ognuno associato ad un vettore direzione \vec{s} fissato nel sistema di coordinate cartesiane assoluto. E' possibile controllare l'accuratezza della discretizzazione angolare in analogia alla scelta del numero di raggi per il DTRM.

Il modello trasforma l'equazione RT in un'equazione di trasporto in coordinate spaziali, risolvendo tante equazioni di trasporto quanti sono i vettori direzione \vec{s} , e considera la singola equazione come un'equazione di campo trattandola analogamente all'equazione di massa e di energia. La RTE può essere scritta come:

$$\nabla(I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

Fluent, per questo modello, permette, anche, di modellizzare radiazioni non grigie utilizzando un "gray-band model", la RTE può essere riscritta in termini di intensità spettrale $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$:

$$\nabla(I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

dove: λ è la lunghezza d'onda;

a_λ è il coefficiente di assorbimento spettrale;

$I_{b\lambda}$ è l'intensità di irraggiamento del corpo nero data dalla funzione di Planck.

Il coefficiente di scattering, la funzione di fase di scattering e l'indice di rifrazione sono assunti indipendenti dalla lunghezza d'onda.

Nel caso si voglia implementare un “non-gray model”, il DO divide in N le bande della lunghezza d’onda, che non occorre siano contigue o uguali in estensione. La RTE, diventata un’equazione di trasporto per $I_\lambda \Delta\lambda$, è integrata per ogni intervallo di lunghezza d’onda, assumendo grigio il comportamento in ogni banda; l’intensità totale $I(\vec{r}, \vec{s})$ è computata utilizzando la formula:

$$I(\vec{r}, \vec{s}) = \sum_{k=1}^N I_{\lambda_k}(\vec{r}, \vec{s}) \Delta\lambda_k .$$

Discretizzazione e pixellizzazione

Per quanto concerne la discretizzazione dello spazio computazionale, ogni ottante è diviso in $N_\theta \times N_\phi$ (θ angolo polare, ϕ angolo azimutale) angoli solidi di estensione ω_i , chiamati angoli di controllo. In $2D$ sono considerati, a causa della simmetria, solo quattro ottanti, formando un totale di $4N_\theta N_\phi$ direzioni, in $3D$ sono considerate $8N_\theta N_\phi$ direzioni (nel caso di un “non-gray model” sono risolte $4N_\theta N_\phi$ o $8N_\theta N_\phi$ equazioni per ogni banda). Ogni superficie del volume di controllo, individuata dalla discretizzazione angolare, viene pixellizzata dividendo così l’angolo di controllo in $N_{\theta_p} \times N_{\phi_p}$ pixels.

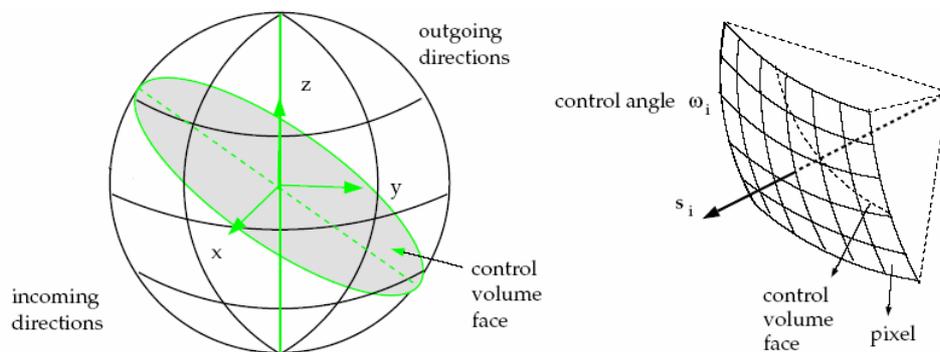


Figura 2.2 - Volumi e superfici di controllo.

Per problemi di “gray-diffuse radiation” la pixellizzazione 1×1 è generalmente sufficiente, per problemi che coinvolgono condizioni di simmetria, periodicità, specularità o “semi-transparent boundaries” è raccomandata una pixellizzazione 3×3 ; è possibile un ulteriore raffinamento della pixellizzazione a discapito di un aumento del costo computazionale.

Condizioni al contorno

“Opaque walls”

Il DO permette di definire le superfici opache che sono all’interno del dominio (con zone adiacenti fluide o solide da entrambe le parti della superficie in questione) o all’esterno (con una zona adiacente fluida o solida da una sola parte).

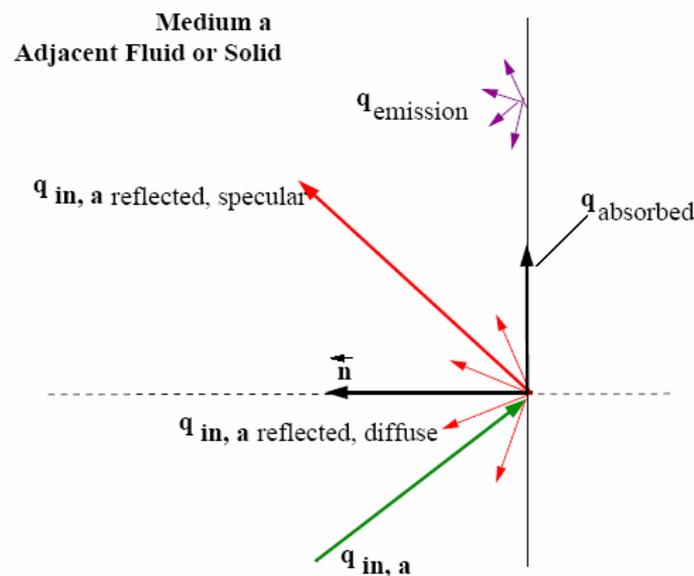


Figura 2.3 - Radiazione incidente, riflessa ed assorbita.

La figura mostra lo schema di una radiazione incidente, $q_{in,a}$, nel lato a , della superficie opaca; una parte dell’energia radiante è riflessa sia in maniera diffusa che in maniera speculare in funzione della “diffuse fraction” f_d per la parte a della superficie, specificata come condizione al contorno; un’altra parte della radiazione incidente è assorbita ed una frazione di questa viene emessa in funzione

dell'emissività della superficie e della "diffuse fraction". L'energia radiante non è trasmessa attraverso il mezzo opaco. Se q_{in} è la parte di energia radiante incidente la superficie opaca, Fluent computa le seguenti quantità:

- Emissione dalla superficie = $n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4$;
- Energia riflessa in maniera diffusa = $f_d (1 - \varepsilon_w) q_{in}$;
- Energia riflessa specularmente = $(1 - f_d) q_{in}$;
- Assorbimento alla parete = $f_d \varepsilon_w q_{in}$.

“Semi-transparent walls”

Fluent permette di specificare la parte interna ed esterna del “semi-transparent wall”: nel primo caso, la radiazione incidente può passare attraverso la parete ed essere trasmessa al mezzo adiacente (e possibilmente rifratta), e può essere riflessa e assorbita attraverso lo spessore della parete; trasmissione e riflessione possono essere diffuse e/o speculari. E' possibile specificare la frazione diffusa per tutte le radiazioni trasmesse e riflesse, il resto è trattato specularmente.

Nel secondo caso, parte esterna della superficie semi-trasparente, ci sono due possibili fonti di irraggiamento: fascio radiante proveniente dall'esterno del dominio computazionale e radiazione incidente dovuto alle celle adiacenti della zona fluida o solida.

Per radiazioni non grigie, questa condizione al contorno è applicata per ciascuna banda base in cui si è diviso lo spettro della radiazione incidente e l'energia radiante è trasmessa, riflessa e rifratta come nel caso di radiazione grigia; occorre precisare che non vi interazione tra le diverse bande ossia che non si ha trasmissione, riflessione o rifrazione di energia radiante tra una banda e l'altra.

Di default le equazioni del DO sono risolte in tutte le zone fluide ma in nessuna zona solida, infatti, se si ha come zona adiacente alla superficie a cui si applica la condizione al contorno una zona solida, occorre definire questa come partecipante alla radiazione.

- “*semi-transparent interior walls*”: nella figura sottostante è schematizzato il comportamento della superficie interna della parete a cui si è assegnata la condizione al contorno nel caso di radiazione incidente a spessore nullo. La radiazione attraversa la parete se e solo se le celle solide o fluide, appartenenti alla zona attigua alla superficie in questione, partecipano alla trasmissione; l’energia radiante può essere trasmessa, specularmente e/o in maniera diffusa, e può essere riflessa alla parete.

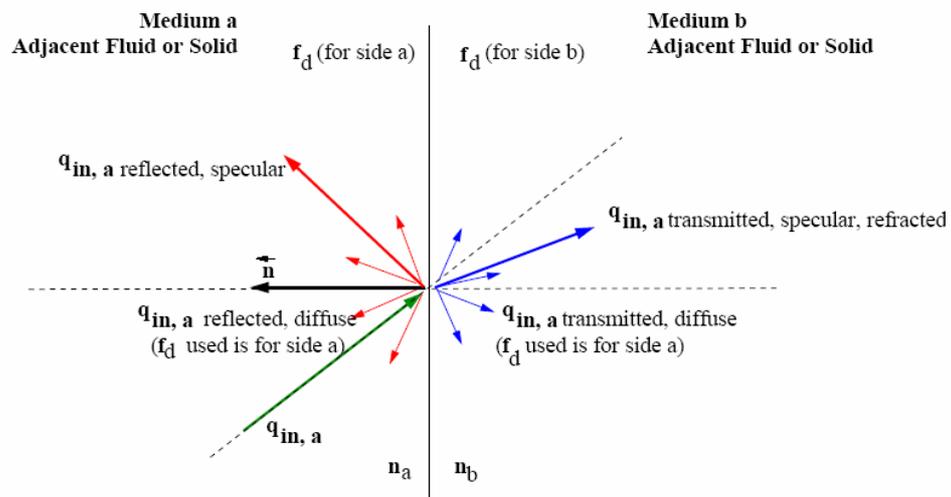


Figura 2.4 - Radiazione incidente, riflessa, assorbita e rifratta per un “interior wall”.

- “*semi-transparent exterior walls*”: nella figura sottostante è mostrato il caso generale di “semi-transparent walls” esterne con spessore della parete uguale a zero e coefficiente di assorbimento, assegnato come proprietà del materiale (si veda § 3.3.3.1), diverso da zero, in cui è applicato un fascio di radiazioni q_{irrad} .

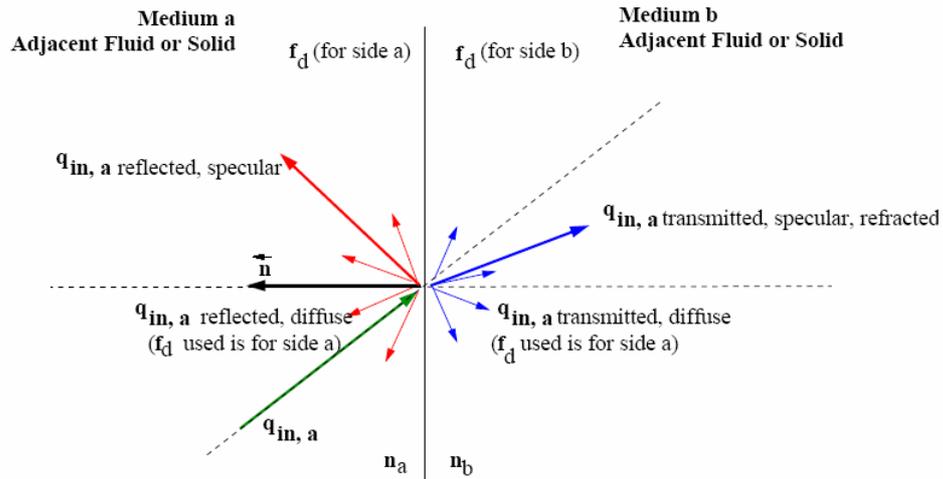


Figura 2.5 - Radiazione incidente, riflessa, assorbita e rifratta per un “exterior wall”.

Il flusso radiante, attraverso il “semi-trasparent wall”, passa dall’esterno del dominio computazionale alla zona fluida adiacente o nel mezzo solido a . La radiazione trasmessa può essere rifratta e dispersa, specularmente e/o in maniera diffusa, in funzione dell’indice di rifrazione e di f_d che sono stati impostati come inputs nelle condizioni al contorno; se l’indice di rifrazione n_b della parete è diverso da uno, ci sono componenti di q_{irrad} riflesse.

Il fascio radiante è definito dall’intensità, assegnata in termini di flusso di calore radiante incidente $\left[\frac{W}{m^2} \right]$, dalla direzione e dallo spessore, specificato come quell’angolo solido entro cui l’irraggiamento è distribuito, del fascio stesso come mostrato in figura:

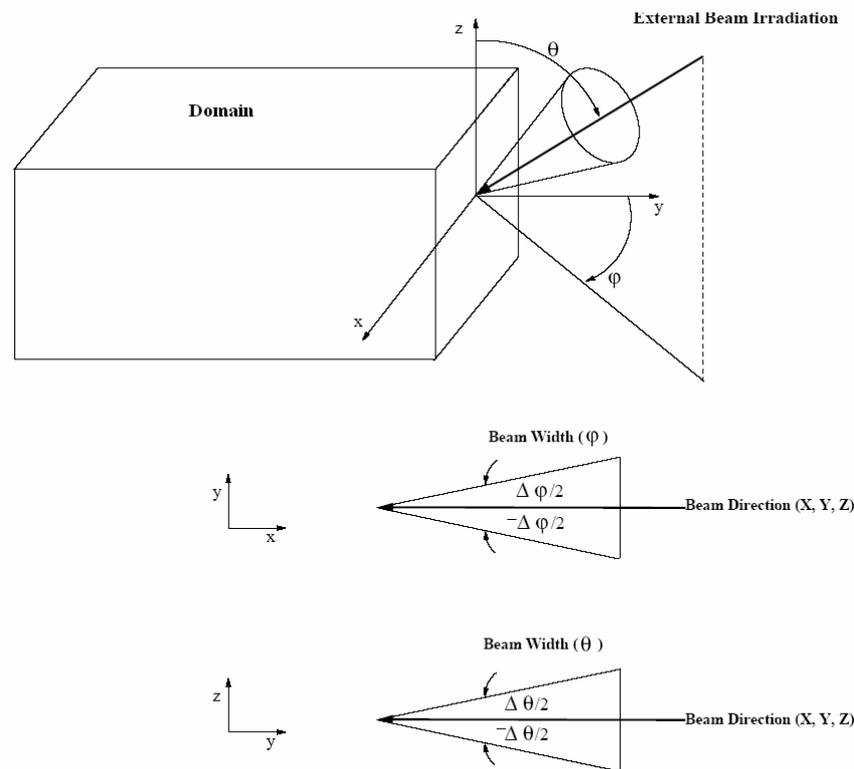


Figura 2.6 - Fascio radiante incidente.

2.3.2. Parametri per la scelta del modello di irraggiamento

I parametri che discriminano la scelta del modello di irraggiamento sono:

- opacità del mezzo: definita L un'appropriata dimensione del dominio, se $aL \gg 1$ i migliori modelli da scegliere sono Rosseland e P-1 perché più economici ed efficienti in termini computazionali;
- scattering ed emissività: P-1, Rosseland e DO tengono conto dello scattering;
- semi-transparent wall: solo il DO permette di modellizzare superfici semi-trasparenti di vari tipi;
- non-gray radiation: solo il DO permette di valutare l'irraggiamento non-grigio;
- fonti di calore localizzate: il DO è il miglior modello per valutare il flusso di irraggiamento per questi casi.

2.3.2.1. Vantaggi e limitazioni dei modelli

DTRM:

- vantaggi:
 - modello relativamente semplice;
 - è possibile aumentare l'accuratezza aumentando il numero dei raggi;
 - è applicabile a un ampio range di "optical thicknesses";
- limitazioni:
 - assume che tutte le superfici siano diffuse (la riflessione di una radiazione incidente rispetto ad una superficie è isotropica rispetto ad un angolo solido);
 - non contempla gli effetti dello scattering;
 - considera una "gray-radiation";
 - considerando un grande numero di raggi, il calcolo computazionali è dispendioso;
 - non è compatibile con processi in parallelo.

P-1:

- vantaggi:
 - la risoluzione dell'equazione di diffusione richiede bassi costi computazionali;
 - include gli effetti dello scattering;
 - è facilmente applicabile a geometrie complesse;
- limitazioni:
 - risolve un'equazione di trasporto ulteriore;
 - assume che tutte le superfici siano diffuse;
 - considera una "gray-radiation";
 - è poco accurato se l'"optical thickness" è piccolo;
 - tende a sovrastimare il flusso radiante nel caso di fonti di calore localizzate.

Rosseland:

- vantaggi:
 - più veloce del P-1;
 - richiede meno memoria rispetto al P-1;
- limitazioni:
 - è raccomandato solo per “optical thicknesses” maggiori di tre;
 - è disponibile solo se il solutore è impostato in modalità “segregated”.

DO:

- vantaggi:
 - permette di valutare l’irraggiamento attraverso “semi-transparent walls”;
 - il costo computazionale è moderato per tipici angoli di discretizzazione;
 - le richieste di memoria sono modeste;
 - è possibile includere gli effetti dello scattering, dell’anisotropia e dei mezzi semi-trasparenti;
- limitazioni:
 - modellizzando “non-gray radiation” utilizzando un “gray-band model” e quindi risolvendo un problema con un affinamento degli angoli di discretizzazione il costo computazionale è esoso;
 - risolve un’equazione di trasporto in più.

S2S:

- vantaggi:
 - permette di modellizzare il trasferimento di flusso di calore per irraggiamento in assenza di mezzi partecipanti;
 - comparato con il DTRM ed il DO, è molto più veloce;

- limitazioni:
 - assume che tutte le superfici siano diffuse;
 - assume un modello di “gray-radiation”;
 - la memoria richiesta aumenta rapidamente all’aumentare del numero delle superfici;
 - non può essere utilizzato per problemi di irraggiamento con mezzi partecipanti
 - non può essere utilizzato in modelli simmetrici o periodici.

2.3.3. Modelli di irraggiamento solare

Fluent permette di modellare il carico solare e quindi di stimare gli effetti dell’irraggiamento dei raggi solari all’interno del dominio computazionale; due sono le possibili alternative per la modellizzazione: “solar ray tracing” e “DO irradiation”.

L’approccio col “ray tracing” è particolarmente efficiente e tecnicamente consiste nell’aggiungere gli effetti del carico solare, trattato come fonte (sorgente) di calore, nell’equazione dell’energia; nel caso in cui si voglia utilizzare il “DO model” per calcolare gli effetti della radiazione all’interno del dominio, è possibile ottenere i parametri inerenti alla caratterizzazione del fascio radiante esterno direttamente dal “DO model”.

Il “solar load model”, applicabile soltanto ad un solutore 3D, comprende un’utility, il “solar calculator”, che può essere utilizzata per costruire la posizione del sole per un dato periodo del giorno, data, e posizione come riassunto dal pannello di controllo associato:

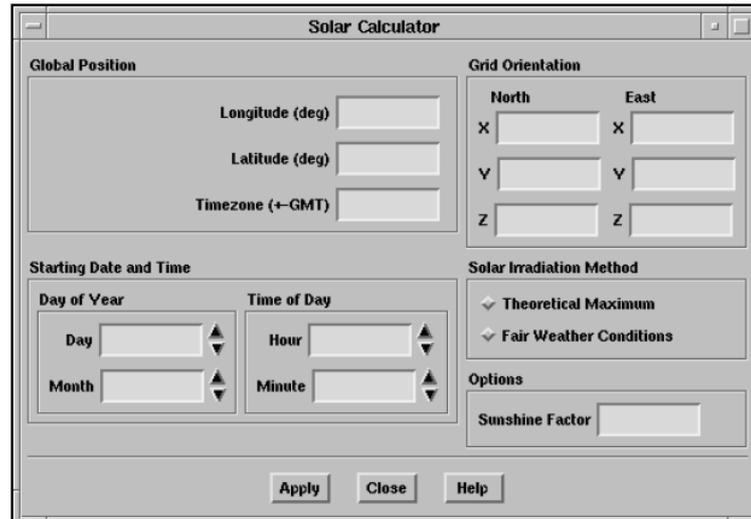


Figura 2.7 - Pannello “Solar calculator”.

Le tipiche applicazioni che si avvalgono dell'utilizzo dell'algoritmo sono:

- controllo climatico all'interno dell'abitacolo (ACC);
- modellizzazione del comfort umano in ambito edile.

2.3.3.1. Solar ray tracing

Questo algoritmo può essere utilizzato per predire la fonte di energia luminosa diretta come risultato della radiazione solare incidente; per far questo viene considerato un fascio modellato utilizzando il vettore posizione del sole e i parametri di illuminazione, lo si applica a tutte le zone del contorno definite, “wall” o “inlet/outlet”, si performa, superficie per superficie, una “shading analysis” con lo scopo di determinare zone d'ombra e si computa il flusso di calore nelle facce di contorno che risulta dalla radiazione incidente. Questo flusso è considerato una fonte di calore aggiuntiva nell'equazione dell'energia: fisicamente, è come se le sorgenti fossero applicate direttamente alle celle computazionali che bordano ogni superficie. Il “solar ray tracing”, quindi, non è un modello di irraggiamento.

Per stimare gli effetti della radiazione incidente diretta è utilizzato un modello spettrale a due bande e considera diverse le proprietà dei materiali per le bande del visibile e dell'infrarosso; per la radiazione diffusa è utilizzato un modello spettrale a

singola banda. I materiali opachi sono caratterizzati in termini di due bande di assorbimento, i materiali semi-trasparenti richiedono la specificazione dell'assorbimento e della trasmissività per un raggio incidente normale (Fluent interpola e ricalcola questi valori per un dato angolo di incidenza).

L'algoritmo in esame tiene anche in considerazione lo "scattering" interno: definito come la quantità di energia derivante dalla somma di parte della componente trasmessa dalla radiazione solare incidente diffusa e di una frazione del flusso di calore radiato diretto riflesso. Lo "scattering" può essere responsabile dell'inclusione o dell'esclusione di un gran numero di radiazioni dal dominio computazionale.

"Shading algorithm": questo consiste nel tracciare un raggio dal centro di una superficie test in direzione del sole; ogni superficie è controllata per determinare se il raggio costruito interseca la superficie candidata e se la stessa è di fronte la superficie test. Se si verificano entrambe le condizioni, una superficie opaca mette completamente in ombra il test, una semi-trasparente attenua l'entità dell'energia incidente.

Inputs: per l'attivazione del "solar ray tracing", sono necessari i seguenti inputs:

- vettore direzione del sole;
- irraggiamento solare diretto;
- irraggiamento solare diffuso;
- frazione spettrale;
- assorbimento diretto e infrarosso (IR) (mezzo opaco);
- assorbimento e trasmissività diretti e IR (mezzo semi-trasparente);
- assorbimento e trasmissività diffusi (mezzo semi-trasparente);
- fattore di raffinamento "quad tree";
- frazione di scattering;
- riflessività della Terra;

riassunti nel pannello di controllo relativo:

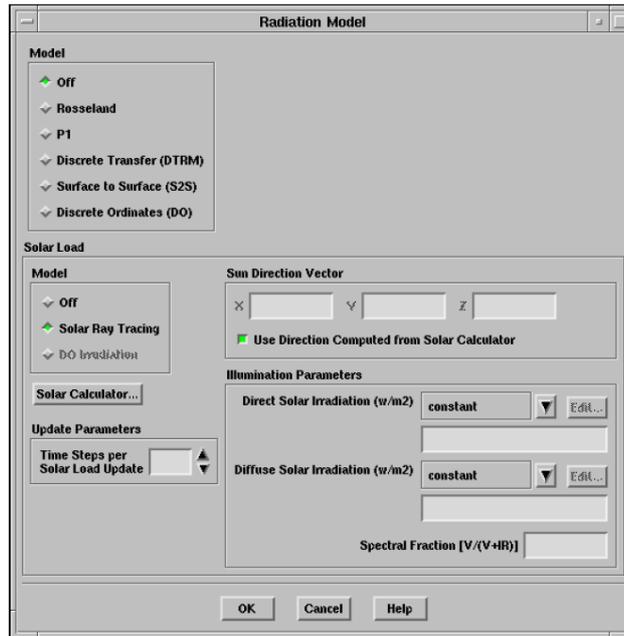


Figura 2.8 - Pannello “Radiation model” con “Solar ray tracing”.

Condizioni al contorno: occorre definire, per ogni zona di “inlet” e “exit” e per ogni “wall”, se si vuole che essi siano partecipi del carico solare, come mostrato in figura.

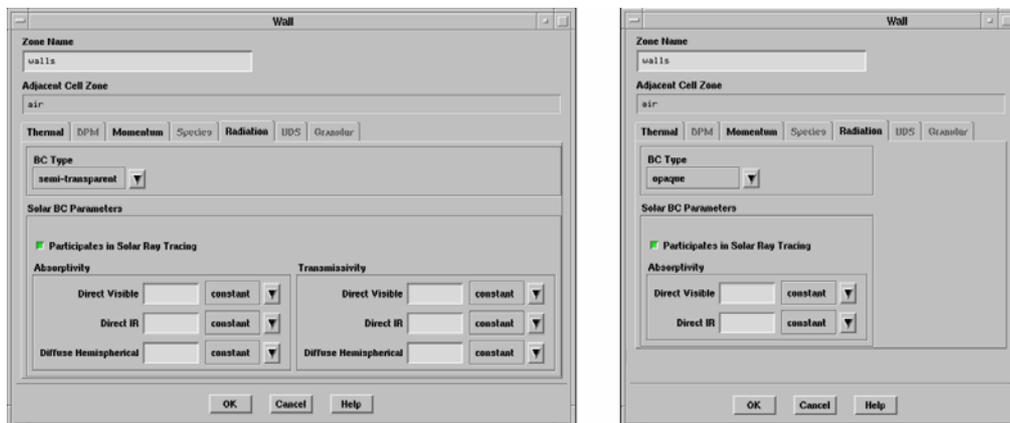


Figura 2.9 - Pannelli “Wall”, sezione “Radiation”, con “Solar ray tracing”.

2.3.3.2. DO irradiation

L'opzione del "DO irradiation" per la modellizzazione del carico solare permette di applicare il carico solare direttamente al "DO model"; questo approccio, contrariamente al "solar ray tracing", non computa flussi di calore e li applica come sorgenti all'equazione dell'energia ma applica il flusso radiante direttamente alla superficie semi-trasparente specificata come condizione al contorno e il trasferimento di calore per irraggiamento deriva dalla soluzione dell'equazione di trasferimento del calore radiante propria del DO. Di seguito è mostrato il pannello di controllo delucidativi.

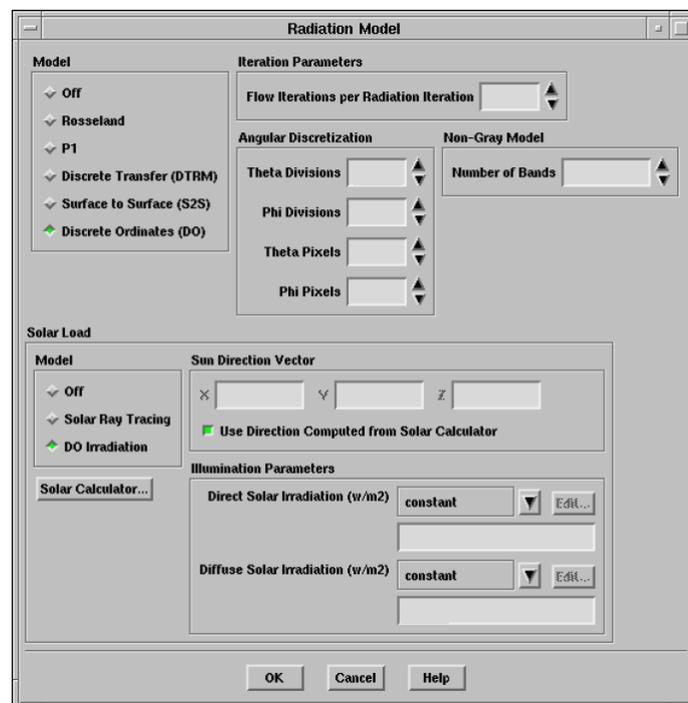


Figura 2.10 - Pannello "Radiation model" con "Do irradiation".

Inputs: sono necessari i seguenti inputs per le superfici semi-trasparenti:

- irraggiamento totale (diretto e diffuso);
- direzione del fascio;
- spessore del fascio;
- "diffuse fraction", f_d .

Condizioni al contorno: per le condizioni al contorno di “wall”, per ogni superficie semi-trasparente che si vuole partecipi al “DO irradiation”, occorre specificare la direzione del fascio e l’irraggiamento totale derivato dei parametri solari (“solar calculator”) settati. A scopi illustrativi di seguito è mostrato il pannello di controllo relativo.

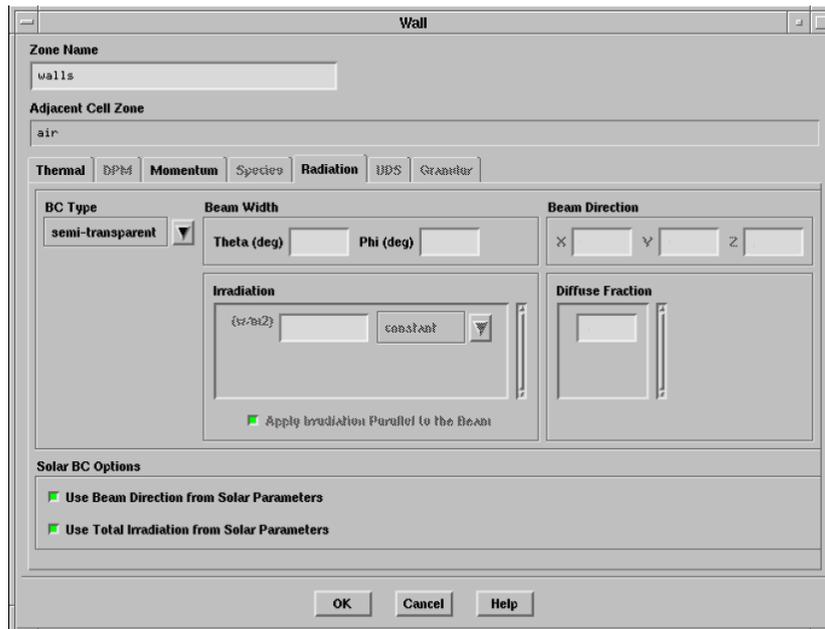


Figura 2.11 - Pannelli “Wall”, sezione “Radiation”, con “DO Irradiation”.

3. Modalità di settaggio dei parametri CFD

3.1. Introduzione

L'analisi CFD che si sviluppa nel seguente studio può essere divisa in tre fasi:

- ***pre-processing***: caratterizzata essenzialmente dall'utilizzo di un programma CAD per la creazione di un modello geometrico, e di un generatore di mesh per la realizzazione della griglia di lavoro;
- ***impostazione del solutore***: caratterizzato dall'utilizzo del software di simulazione fluidodinamica Fluent 6.2.16 in cui viene importata la mesh del dominio di calcolo; l'impostazione del solutore consiste nella definizione delle condizioni al contorno e nell'imposizione dei valori di riferimento per il calcolo dei coefficienti. Particolare attenzione va applicata nella scelta dei parametri di convergenza, cioè nell'identificazione di quelle grandezze fisiche significative nell'ambito del problema in esame. Attraverso il monitoraggio di queste grandezze è possibile valutare la convergenza della soluzione;
- ***post-processing***: consiste nell'esame della soluzione ottenuta, nell'analisi dei risultati teorici e visivi e nella valutazione di eventuali modifiche o sviluppi da apportare al modello.

L'abitacolo che si considera è quello della M 139 AQ4 fornito dalla Ferrari S.p.A.

3.2. Settaggio del solutore

Dopo aver effettuato in Gambit l'operazione di pre-processing, per passare allo step successivo dell'analisi CFD è necessario esportare la mesh, figura 3.1, realizzata per trasformare il dominio di calcolo da continuo a volumi finiti sui quali il solutore risolverà le RANS.

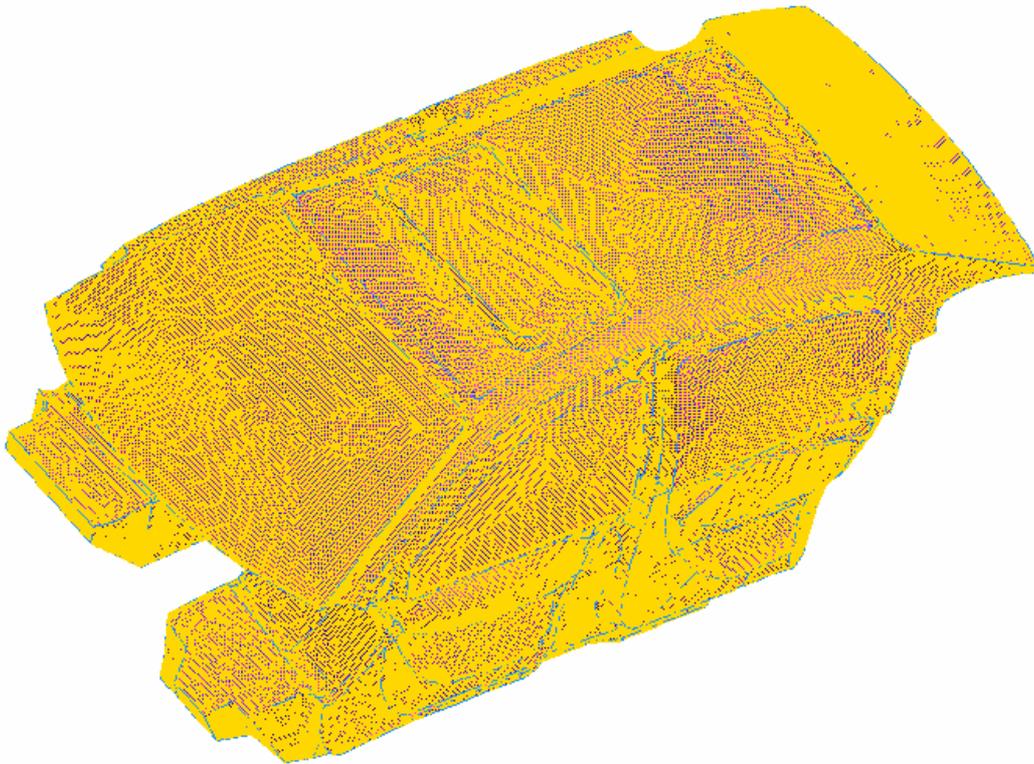


Figura 3.1 - Mesh

Per le simulazioni si usa il software FLUENT 6.2.16 all'interno del quale si definiscono i parametri del problema quali le condizioni al contorno, le proprietà del fluido e del materiale, il tipo di solutore.

Semplificando la realtà fisica si effettua uno studio stazionario del caso 3-D; si ritiene infatti che la simulazione stazionaria sia sufficiente, a questo livello dell'indagine, a cogliere la tipologia del flusso nelle zone di più alta velocità come quelle in vicinanza delle bocchette. Si fa notare che il solutore risolve le equazioni in

modo iterativo ed i tempi di convergenza dipendono dalle potenze di calcolo disponibili, dalle dimensioni della griglia di lavoro e dai parametri del solutore. Aver scelto di simulare una situazione 3-D stazionaria ha i suoi vantaggi anche in termini di costi computazionali.

Si riporta di seguito la finestra di comando di FLUENT mediante la quale si imposta la soluzione in maniera tale che sia:

- stazionaria;
- 3-D;
- con forma implicita delle equazioni.

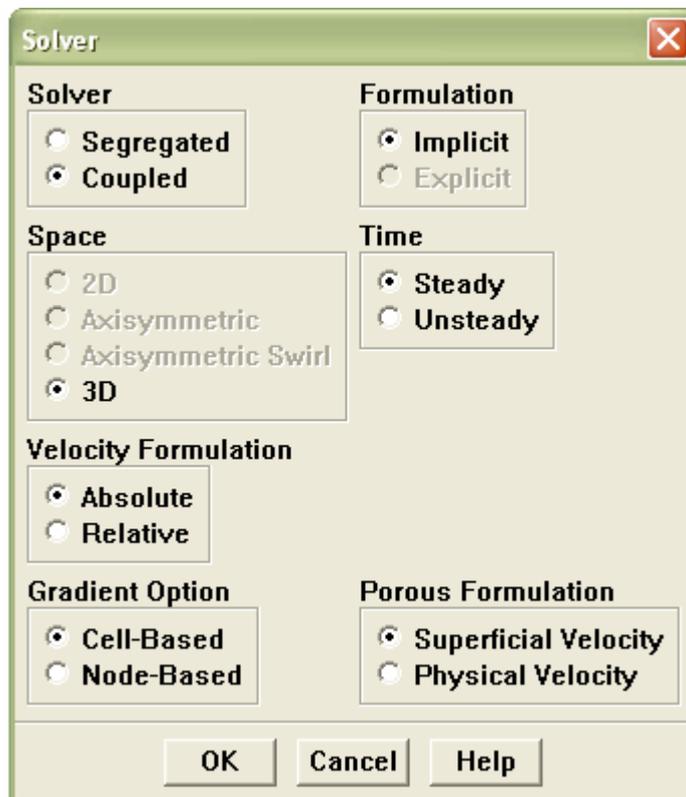


Figura 3.2 – Impostazione del solutore

Si deve inoltre scegliere un adeguato modello matematico per la risoluzione della turbolenza nel dominio di calcolo. Si decide di utilizzare come modello di turbolenza il $k-\varepsilon$ per l'affidabilità mostrata nelle simulazioni per flussi esterni e per il

buon comportamento nel simulare flussi confinati. Il trattamento del flusso alla parete avviene tramite le “non equilibrium wall functions”.

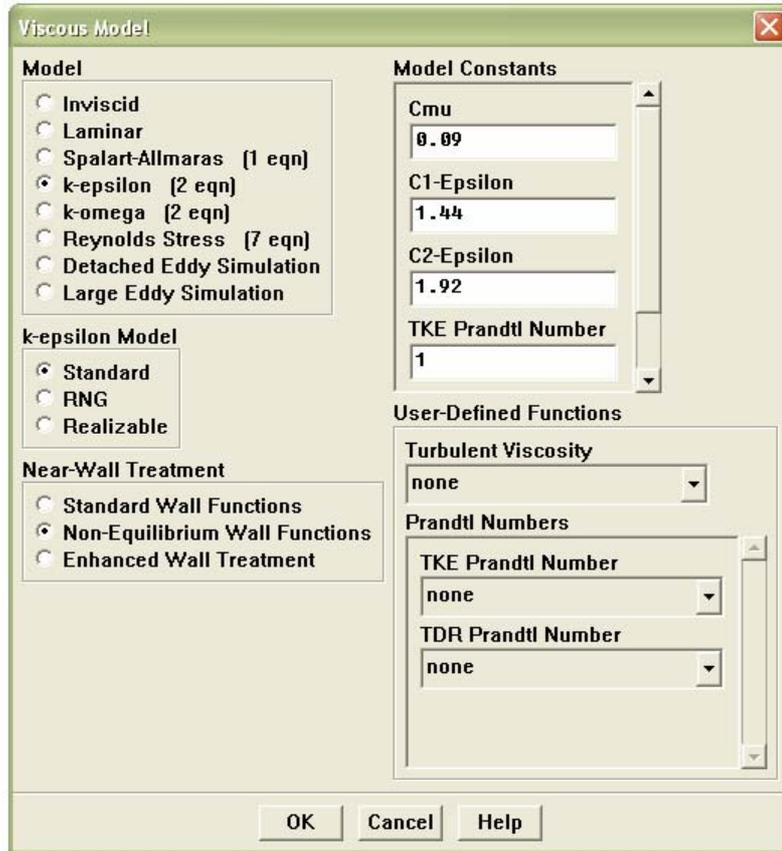


Figura 3.3 – Modello di turbolenza

Nel presente lavoro viene attivata l’equazione dell’energia avendo come obiettivo lo studio del flusso caldo.

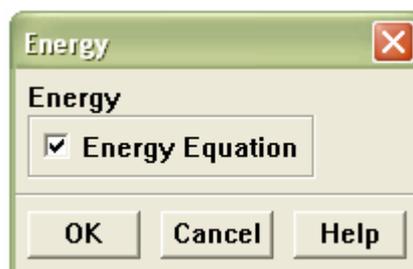


Figura 3.4 – Attivazione dell’equazione dell’energia

Prima di analizzare in maniera dettagliata le modalità attraverso cui è possibile caratterizzare il problema in esame, è necessario definire il sistema di riferimento che si fissa per il problema geometrico e rispetto al quale verranno definiti i piani di controllo, quei piani, cioè, sui quali, in fase di post-processing, verranno visualizzate le grandezze di interesse restituite in output dal solutore.

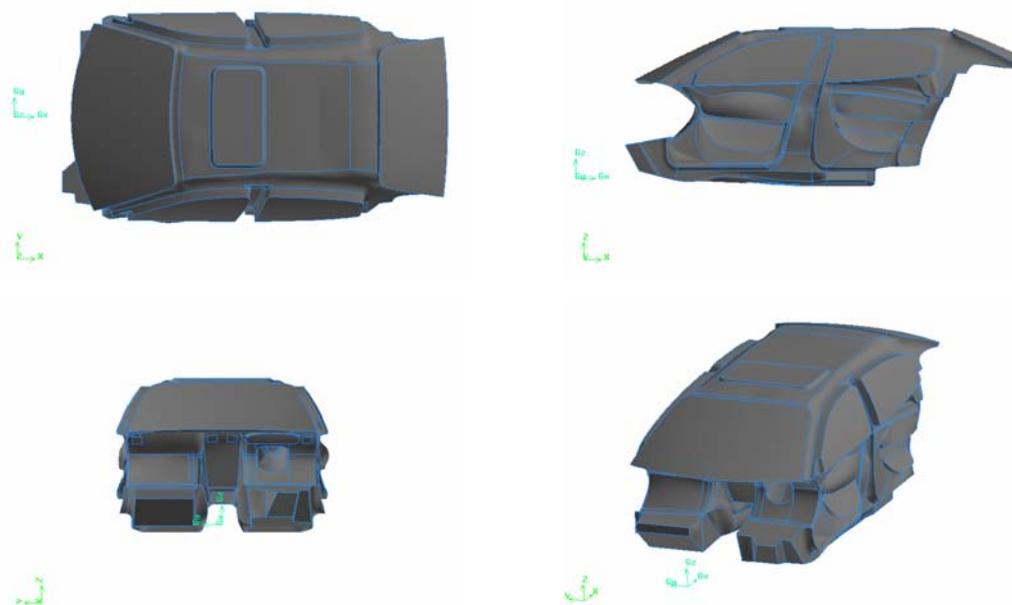


Figura 3.5 – Sistema di riferimento

3.3 Condizioni al contorno

Nel contesto della risoluzione di un problema ai limiti, nella fattispecie la risoluzione nell'ambito della CFD delle RANS, l'imposizione delle condizioni al bordo permette di definire il flusso e le variabili termiche sul contorno del modello fisico determinando in maniera univoca il problema e la sua soluzione.

In Fluent è possibile imporre condizioni al bordo della stessa natura in diversi modi: per questo, uno degli steps fondamentali della modellizzazione del problema è appunto l'assegnazione delle stesse.

I tipi di condizioni al bordo che il solutore permette di impostare, sono classificati come segue:

- Flusso in entrata ed in uscita:
 - “Pressure inlet”: usata per definire la pressione totale e le quantità scalari del flusso entrante;
 - “Velocity inlet”: usata per definire la velocità e le proprietà scalari del flusso all’entrata del dominio;
 - “Mass flow inlet”: usata per flusso comprimibile per definire il flusso di massa in entrata; non è necessario utilizzare questa opzione in caso di flusso incomprimibile perché, essendo la densità costante, la portata sarà definita dall’imposizione della velocità in ingresso;
 - “Pressure outlet”: usata per definire il valore della pressione statica del flusso uscente dal dominio;
 - “Pressure far-field”: utilizzata per modellare un flusso comprimibile all’infinito, con un numero di Mach e condizioni statiche specificate; questa condizione al bordo è utilizzabile solo nel caso di flusso comprimibile.

- Pareti solide:
 - “Wall”.

3.3.1. “Mass flow inlet”

Questa opzione può essere utilizzata in Fluent per impostare la portata o la distribuzione del flusso di massa come condizione all’ingresso del dominio e ottenere da questa tutte le altre grandezze necessarie alla definizione del campo fluido-termodinamico. Fisicamente, contrariamente a ciò che accade assegnando all’”inlet” la condizione al bordo di “pressure inlet“, pressione totale fissata all’ingresso e flusso di massa varia, assegnando il flusso di massa, invece, si permette alla pressione totale di variare in risposta in base a ciò che accade all’interno del dominio. Specificando il “mass flow rate” attraverso la zona di ”inlet”, il valore sarà convertito in flusso di massa uniforme dividendo il “flow rate” per l’area della zona.

I dati necessari all’assegnazione di questa condizione al bordo sono riassunti nel pannello di controllo sottostante.

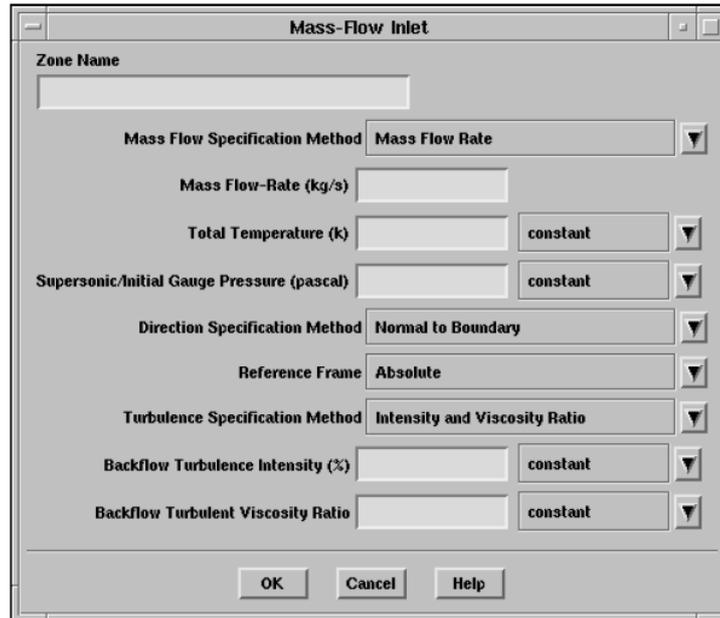


Figura 3.8 - Condizione al contorno

Per ogni superficie della zona di “inlet”, alla quale si è imposto il “mass flow” come condizione al bordo, Fluent stima la velocità e, procedendo dal valore che essa assume, si calcolano i flussi di tutte le variabili rilevanti all’interno del dominio; ad ogni iterazione del solutore, il computo della velocità è corretto in modo tale da garantire il mantenimento del valore esatto del flusso di massa imposto.

Specificando il valore della portata \dot{m} , Fluent lo converte, all’interno del dominio, in un flusso di massa uniforme dividendo la portata per l’area totale dell’“inlet” e stima la densità del flusso attraverso la relazione:

$$p = \rho RT$$

3.3.2. “Pressure far-field”

Questa condizione, è utilizzata per la modellizzazione di condizioni di “free-stream” all’infinito, specificando un numero di Mach di “free-stream” e condizioni statiche. Per la determinazione delle variabili del flusso al contorno, il solutore utilizza le informazioni ottenute dalla soluzione degli invarianti di Riemann. Questo tipo di condizione può essere usata solo se si applica il modello di gas perfetto per il calcolo della densità.

Gli inputs per l'utilizzo di questa condizione sono anche qui riassunti dall'immagine del pannello di controllo ad essa associato:

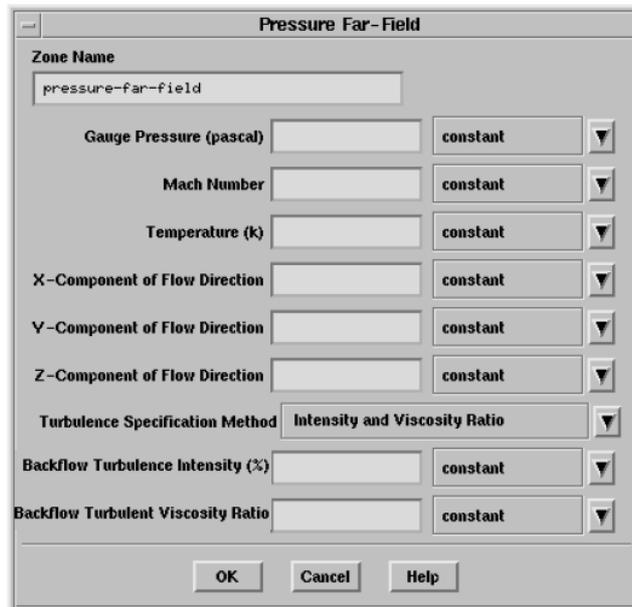


Figura 3.7 - Condizione al contorno

La condizione al contorno “pressure far-field” è basata sulla soluzione degli invarianti di Riemann per flusso unidimensionale normale al contorno del dominio; nel caso di flusso subsonico, esistono due invarianti, corrispondenti ad onde entranti ed uscenti dal dominio stesso:

$$R_{\infty} = v_{n_{\infty}} - \frac{2c_{\infty}}{\gamma - 1}$$

$$R_i = v_{n_i} + \frac{2c_i}{\gamma - 1}$$

dove v_n è la velocità normale al bordo;

c è la velocità locale del suono;

γ è il rapporto tra i calori specifici;

il pedice ∞ è riferito ai valori all'infinito;

il pedice i è riferito ai valori all'interno del dominio.

I due invarianti possono essere sommati e sottratti, dando luogo alle seguenti

$$v_n = \frac{1}{2}(R_i + R_\infty)$$

espressioni:

$$c = \frac{\gamma-1}{4}(R_i - R_\infty)$$

dove v_n e c diventano rispettivamente il valore della velocità normale e la velocità del suono agenti al contorno; alle superfici attraverso cui il flusso esce, sono assegnati valori delle componenti di velocità tangenziale e di entropia estrapolati dalle condizioni del flusso all'interno, per quanto concerne le superfici attraverso cui il flusso entra nel dominio, gli stessi assumono i valori di "free-stream".

3.3.3. "Pressure outlet"

Per il settaggio di questa condizione al bordo è richiesta la specificazione della pressione statica all'uscita del dominio; il valore indicato della variabile è utilizzato solo nel caso in cui il flusso è subsonico, qualora questo dovesse risultare localmente supersonico, il valore della pressione sarà estrapolato dalle condizioni di flusso all'interno del dominio.

Nel caso in cui occorrono condizioni a causa delle quali il flusso cambia direzione in prossimità del "pressure outlet", è necessario specificare valori realistici per le quantità di "backflow" al fine di minimizzare le difficoltà di convergenza.

Tutti i parametri di input necessari per l'imposizione di questa condizione al bordo sono riassunti nell'immagine sottostante che mostra il pannello di controllo proprio del "pressure outlet".

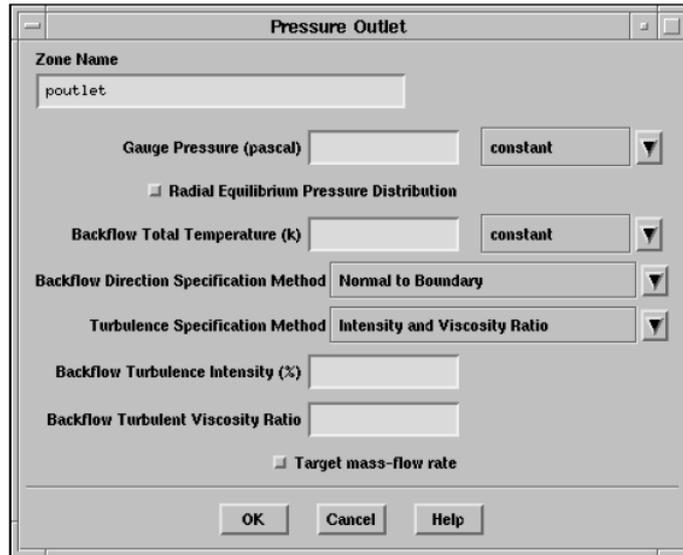


Figura 3.6 – Condizione al contorno

Per imporre il valore della pressione statica p_s come condizione al bordo, è necessario immettere come input un appropriato valore al “gauge pressure”, ricordando che questo è relativo al valore della pressione operativa espressa in termini di aria standard; nel resto del dominio, assumendo nulla la velocità radiale, la pressione statica è valutata in termini di gradiente con una relazione del tipo:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_{\theta}^2}{r},$$

dove v_{θ} è la velocità tangenziale; nel caso in cui si è in presenza di “backflow”, il valore della pressione specificato sarà inteso come valore della pressione totale e la direzione del flusso sarà normale al contorno.

3.2.4. Condizione al contorno: “Wall”

L’attivazione di questa condizione al bordo permette di delimitare la zona fluida dalla zona solida del dominio. Per un fluido non viscoso, la condizione di non scorrimento è forzata di default alle pareti; Fluent dà la possibilità di specificare la componente di velocità tangenziale in termini di traslazione o rotazione relativa tra le superfici di contorno o modellando una “slip wall” specificando azioni tangenziali,

queste ultime ed il trasferimento di calore tra fluido e zone solide sono stimate sulla base della tipologia di flusso che localmente si instaura nel campo.

Quando è attivata l'equazione dell'energia, occorre definire delle condizioni al contorno termiche alle pareti; in virtù di ciò, è possibile modellare lo scambio di calore in diversi modi:

- Flusso di calore imposto;
- Temperatura imposta;
- Flusso di calore convettivo;
- Trasferimento di calore per irraggiamento dall'esterno;
- Azione combinata di irraggiamento e convezione.

Di seguito è mostrato il pannello di controllo utile alla definizione di questa condizione al bordo.

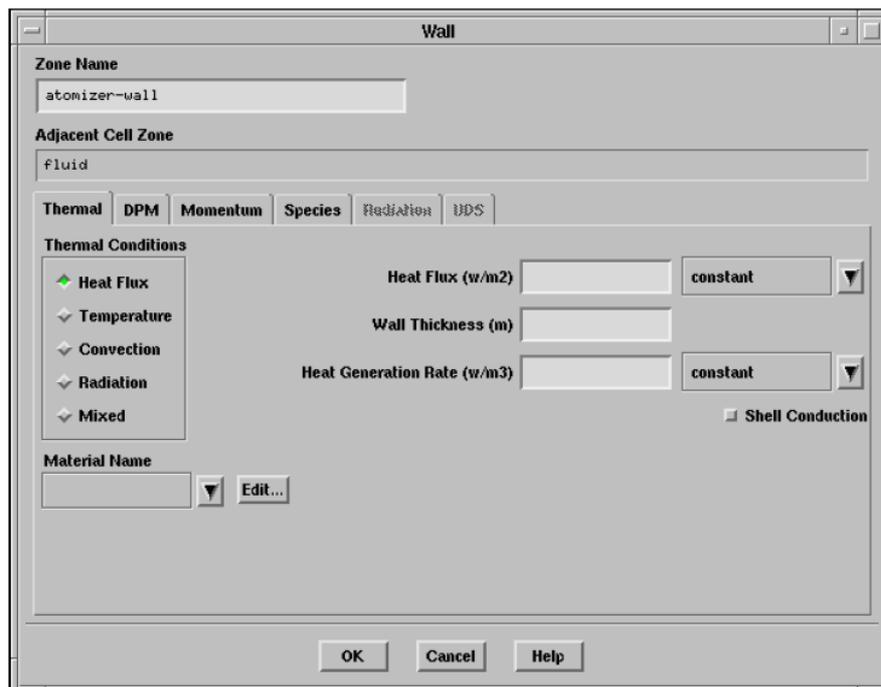


Figura 3.9 - Condizione al contorno

3.2.4.1. "Temperature"

Per definire condizioni in cui la temperatura è fissata, occorre scegliere l'analoga opzione, definendo il valore della temperatura alle superfici della parete. Il flusso di calore, da una cella fluida alla parete, è computato con:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} ,$$

dove: h_f : coefficiente di trasferimento di calore locale della cella fluida (valutato sulla base delle condizioni locali del campo fluido);

T_w : temperatura della superficie solida;

T_f : temperatura locale del fluido;

q_{rad} : flusso di calore radiato.

Il trasferimento di calore tra la parete ed una cella solida è calcolata mediante:

$$q = \frac{k_s}{\Delta n} (T_w - T_s) + q_{rad} ,$$

dove: k_s : conduttività termica del solido;

T_s : temperatura locale del solido;

Δn : distanza tra la superficie della parete ed il centro della cella solida.

3.2.4.2. "Heat Flux"

Per condizioni di flusso di calore noto, occorre settare questa opzione impostando come input un appropriato valore del flusso di calore alle superfici della parete; per ottenere un flusso adiabatico è sufficiente imporre zero la voce suddetta. Fluent utilizza l'equazione precedente per la stima del trasferimento di calore fluido-solido ed usa il dato in ingresso assegnato per determinare la temperatura della superficie adiacente alla cella fluida:

$$T_w = \frac{q - q_{rad}}{h_f} + T_f ;$$

quando la parete contorna una regione solida, la temperatura della superficie è calcolata come:

$$T_w = \frac{(q - q_{rad}) \Delta n}{k_s} + T_s$$

3.2.4.3. “Convective Heat Transfer”

Assegnando un flusso di calore convettivo come condizione al contorno, Fluent utilizza gli inputs di coefficiente di trasmissione di calore esterno e di temperatura esterna per valutare il flusso di calore alla parete come:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext} (T_{ext} - T_w)$$

dove: h_{ext} : coefficiente di calore esterno assegnato in input;

T_{ext} : temperatura esterna assegnata in input;

q_{rad} : flusso di calore radiante.

3.2.4.4. “External Radiation”

Assegnando in Fluent questa condizione, il flusso di calore è calcolato mediante:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = \varepsilon_{ext} \sigma (T_{\infty}^4 - T_w^4),$$

dove: ε_{ext} : emissività della superficie esterna della parete assegnata in input;

σ : costante di Stefan-Boltzmann;

T_w : temperatura superficiale della parete;

T_{∞} : temperatura della fonte della radiazione all'esterno del dominio
 assegnata in input;

q_{rad} : flusso di calore radiante alla parete dall'interno del dominio.

3.2.4.5. "Mixed"

Scegliendo di combinare le condizioni al bordo, il flusso di calore è computato come somma dei due contributi, ossia:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext} (T_{ext} - T_w) + \varepsilon_{ext} \sigma (T_{\infty}^4 - T_w^4).$$

Occorre precisare che nella valutazione del flusso di calore esaminato prima, si è considerato nullo lo spessore della parete; tuttavia è possibile modellare uno stato spesso di materiale nella parete. Per includere gli effetti dello spessore nel calcolo del calore trasferito, occorre definire un tipo di materiale, la dimensione dello spessore e la quantità di calore generato nella parete.

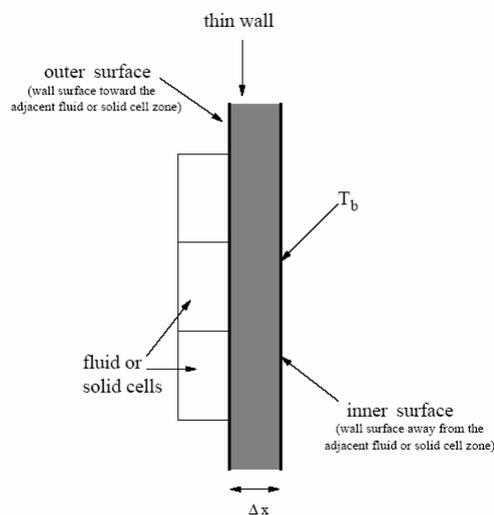


Figura 3.10 – Effetti dello spessore

3.3. Materiali

Uno step importante, nel settaggio del modello numerico, è quello della definizione dei materiali e delle loro proprietà fisiche. A seconda del tipo di problema da risolvere e delle caratterizzazioni del solutore, occorre definire un certo numero di variabili, che possono essere alcune (o tutte) tra le seguenti:

- densità e/o peso molecolare;
- viscosità;
- calore specifico a pressione costante;
- coefficiente di conduzione termica;
- coefficienti di diffusione.

Tali proprietà possono essere costanti o dipendenti dalla temperatura (in tal caso si tratta però di problemi particolari, come ad esempio flussi supersonici o combustioni in motori per applicazioni spaziali).

3.3.1. Proprietà standard per materiali fluidi

L'unico materiale fluido utilizzato è stato l'aria; le sue proprietà sono presenti nel database del solutore e sono riportate nella tabella seguente.

Materiale	Aria
Densità $[Kg / m^3]$	Modello di gas ideale
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	1006.43
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	0.0242
Viscosità cinematica $[Kg / m \cdot s]$	1.7894e-05
Peso molecolare $[Kg / Kg \cdot mol]$	28.966

Tabella 3.1 - Proprietà fisiche dell'aria.

3.3.2. Proprietà standard per materiali solidi

Per i materiali solidi occorre definire soltanto le proprietà seguenti:

- densità;
- coefficiente di conduzione;
- calore specifico a pressione costante.

I materiali utilizzati nelle simulazioni effettuate sono stati:

- vetro (per i finestrini);
- pelle (per i sedili);
- alluminio (per l'abitacolo).

I valori delle proprietà fisiche per tali materiali sono riportati nelle tabelle seguenti.

Materiale	Alluminio
Densità $[Kg / m^3]$	2719
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	871
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	202.4

Tabella 3.2 - Proprietà fisiche dell'alluminio.

Materiale	Vetro
Densità $[Kg / m^3]$	4300
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	840
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	0.93

Tabella 3.3 - Proprietà fisiche del vetro.

Materiale	Pelle
Densità $[Kg/m^3]$	800
Calore specifico a pressione costante $[J/Kg \cdot K]$	40
Coefficiente di conduzione $[W/m \cdot K]$	0.14

Tabella 3.4 - Proprietà fisiche della pelle.

3.3.3. Proprietà dei materiali in presenza di un modello di irraggiamento

Quando si attiva un modello di irraggiamento, occorre definire i valori di ulteriori proprietà fisiche dei materiali, legate alla radiazione luminosa. Utilizzando come modello di irraggiamento il DO, tali proprietà sono le seguenti:

- coefficiente di assorbimento;
- coefficiente di scattering;
- funzione di fase di scattering;
- indice di rifrazione.

3.3.3.1. Coefficiente di assorbimento

Il coefficiente di assorbimento a è, in generale, per un dato materiale, funzione della temperatura e della lunghezza d'onda della radiazione luminosa. Esiste tuttavia una categoria di corpi, i corpi grigi, caratterizzati dall'aver il coefficiente di assorbimento costante. Essendo un obiettivo delle simulazioni effettuate quello di valutare l'influenza dei vari parametri legati all'irraggiamento, sono stati utilizzati modelli di corpi grigi, e quindi coefficienti di assorbimento costanti. Considerando le emissioni (ovvero i poteri emissivi specifici) di un corpo nero (ε_0) e di un corpo grigio (ε) alla stessa temperatura di colore (stessa λ_{max}), si evince che, per ogni lunghezza d'onda il corpo grigio emette sempre una frazione

costante di quella del corpo nero; se q_0 è il potere emissivo integrale del corpo nero e q è il potere emissivo integrale del corpo grigio, si ha che:

$$q = a \cdot q_0;$$

ne segue dunque che il coefficiente di assorbimento è sempre minore di uno. Gli spettri di emissione del corpo nero e di quello grigio, alla stessa temperatura, sono rappresentati nella figura seguente.

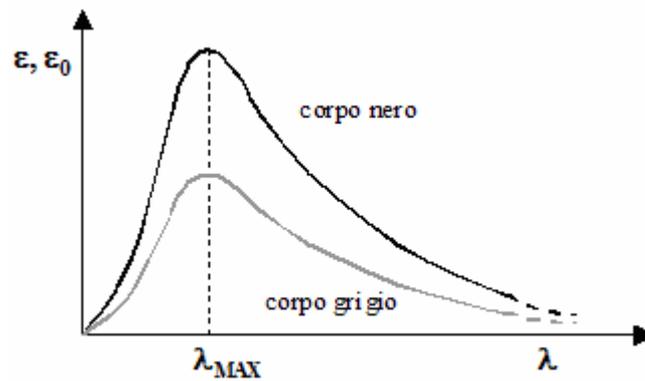


Figura 3.11 - Spettri di emissione di un corpo nero e di uno grigio alla stessa temperatura.

In presenza di una radiazione incidente, q_{inc} , un corpo grigio, la frazione $(1-a) \cdot q_{inc}$ sarà riflessa mentre la frazione $a \cdot q_{inc}$ sarà assorbita (è opportuno osservare che per un corpo nero si ha $a = 1$, cioè un corpo nero assorbe l'intera radiazione incidente).

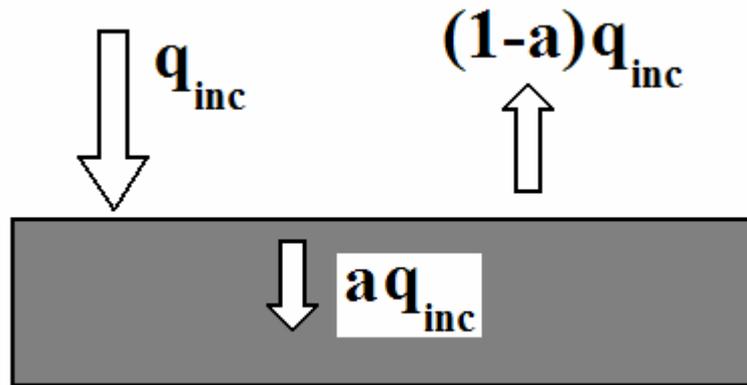


Figura 3.12 - Radiazione incidente un corpo grigio.

Un corpo grigio (o materiale grigio) rispetta tutte le leggi del corpo nero ed ha da esso uno scostamento quantificabile con un unico numero, ovvero il coefficiente di assorbimento.

Riflettenza dei corpi grigi e rifrangenza dei corpi semi-trasparenti

I corpi grigi presentano esclusivamente riflessione diffusa. In generale, invece, per un corpo qualsiasi il grado di riflessione speculare è importante e va tenuto in considerazione.

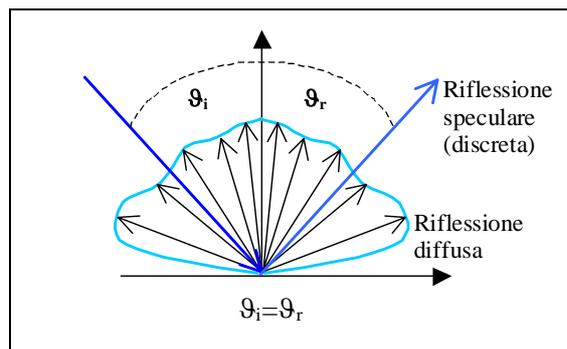


Figura 3.13 - Riflessione diffusa e speculare.

Data una superficie con un certo grado di specularità e un raggio incidente (Figura 3.3), dopo l'impatto si ha un'emissione diffusa (riflessione diffusa) secondo un certo solido fotometrico ma soprattutto anche una quota di emissione discreta (riflessione speculare) con una direzione ben precisa: l'angolo di incidenza ϑ_i è

uguale all'angolo di riflessione ϑ_r . Se il corpo è semitrasparente, si ha anche il fenomeno della rifrazione (Figura 3.4).

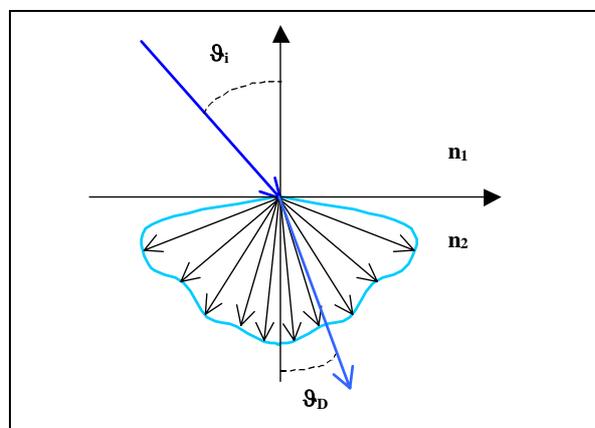


Figura 3.14 - Rifrazione per un corpo semi-trasparente.

L'energia che passa attraverso la superficie di separazione viene anch'essa suddivisa in altre due parti: una diffusa secondo un solido di emissione e l'altra discretizzata, che forma un angolo con la normale ϑ_D diverso da ϑ_i dato dagli indici di rifrazione dei due mezzi. Non esistono corpi che presentano solo riflessione speculare, viceversa ne esistono altri che hanno solo la componente diffusa (essa non è mai trascurabile).

3.3.3.2. Indice di rifrazione

L'indice di rifrazione n di un materiale è un parametro macroscopico, che rappresenta il fattore numerico per cui la velocità di propagazione di una radiazione elettromagnetica viene rallentata, rispetto alla sua velocità nel vuoto, quando questa attraversa un materiale. Essendo funzione della lunghezza d'onda della radiazione elettromagnetica e della natura del materiale attraversato, la sua misura in condizioni controllate può essere usata per identificare il materiale stesso. Si può dunque definire l'indice di rifrazione n_i del mezzo i nel modo seguente:

$$n_i = c / v_i$$

dove: c è la velocità di propagazione della radiazione elettromagnetica nel vuoto;
 v_i è la velocità di propagazione della radiazione elettromagnetica nel mezzo
 i .

Rifrazione in presenza di assorbimento

Quando si è in presenza di assorbimento, l'indice di rifrazione non può essere definito da un numero reale ma bisogna ricorrere ad un numero complesso:

$$n' = n - i \cdot a ;$$

dove: n definisce la velocità di fase con cui si propaga l'onda (come sopra);
 a è il coefficiente di assorbimento.

In tal caso l'assorbimento è strettamente legato al fenomeno della dispersione.

3.3.3.3. Scattering

Il coefficiente di scattering definisce la frazione della radiazione incidente che viene dispersa nel mezzo; la funzione di fase di scattering è assunta isotropica ovvero il comportamento del materiale, in termini di dispersione della radiazione luminosa, è lo stesso in tutte le direzioni dello spazio.

3.3.4. Proprietà dei materiali utilizzati nelle simulazioni

Nelle seguenti tabelle sono definite le proprietà dei materiali legate alle radiazioni elettromagnetiche.

Materiale	Aria
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.01
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione	1.00029

Tabella 3.5. Proprietà luminotecniche dell'aria.

Materiale	Alluminio
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.51
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione	1.39

Tabella 3.6. Proprietà luminotecniche dell'alluminio.

Materiale	Vetro
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.1
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione []	1.5

Tabella 3.7. Proprietà luminotecniche del vetro.

Materiale	Pelle
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.1
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione []	1.25

Tabella 3.8. Proprietà luminotecniche della pelle.

4. Impostazioni della termica nel solutore

L'obiettivo di caratterizzare il flusso caldo all'interno dell'abitacolo è stato perseguito tramite una campagna di simulazioni ognuna avente come scopo l'individuare e l'analizzare il comportamento delle grandezze rappresentative il campo termo-fluidodinamico come effetto della variazione dei parametri settati in input al solutore.

A causa dell'elevato costo computazionale richiesto per portare a termine la singola simulazione, è stata utilizzata come dominio computazionale una griglia con un numero di celle pari a circa centomila elementi.

4.1. Confronto tra approccio teorico e risultati numerici

L'obiettivo della parte iniziale di lavoro è stato quello di confrontare i risultati delle attività precedenti con nozioni teoriche al fine di definire una opportuna impostazione per il solutore che potesse soddisfare le richieste del problema in esame. Si è cercato, quindi, di valutare la possibilità di simulare in Fluent i diversi fenomeni fisici presenti all'interno dell'abitacolo; sono stati, dunque, analizzati i risultati forniti in modo da validare gli eventuali modelli risultati soddisfacenti, e modificare quelli non accettabili.

Per una prima caratterizzazione del flusso, a fronte di soluzioni precedenti, si è partiti da un modello già utilizzato, al quale sono state modificate diverse impostazioni per ampliare il campo di impiego dello stesso. Prima di lavorare con il

flusso caldo, si è quindi resa necessaria una simulazione con flusso freddo, per valutare la bontà della mesh utilizzata, i tempi di calcolo, e la risposta del solutore al problema impostogli. Successivamente sono stati esaminati singolarmente gli effetti dei modelli di scambio termico e di carico solare, al fine di determinarne gli effetti, la dipendenza della soluzione dalle impostazioni degli stessi e dai valori dei parametri ad essi necessari.

Ogni simulazione è stata caratterizzata dalla presenza di un determinato modello o dalla variazione del valore di un parametro. Le impostazioni dalle quali si è partiti per la campagna di prove sono riportate nella tabella seguente.

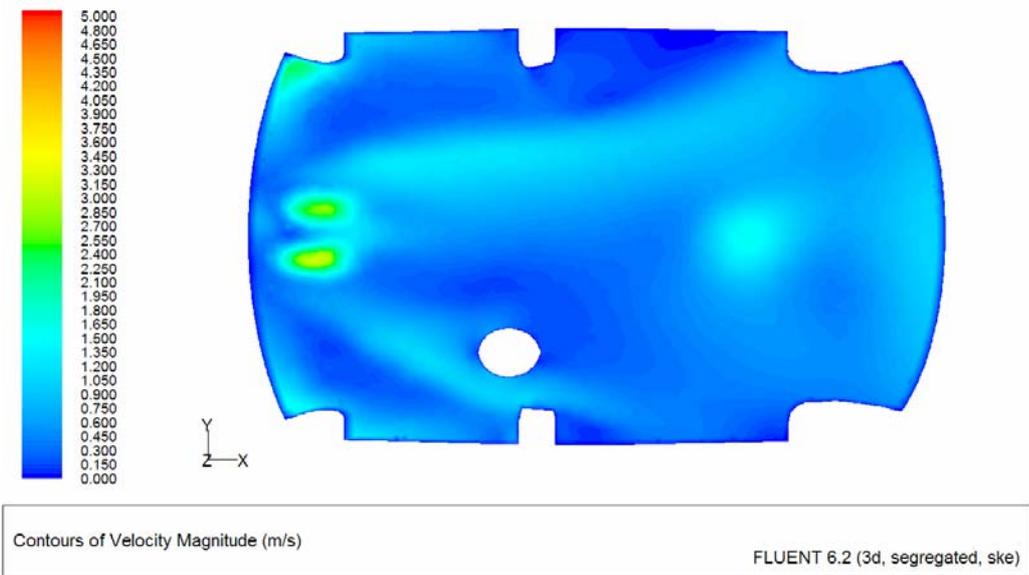
Modalità solutore	Segregated
Modello di densità	Costante
Condizioni al contorno all'ingresso	Mass flow inlet
Condizioni al contorno all'uscita	Pressure outlet
Condizioni al contorno alle pareti	Wall

Tabella 4.1 - Impostazioni del solutore per il flusso freddo.

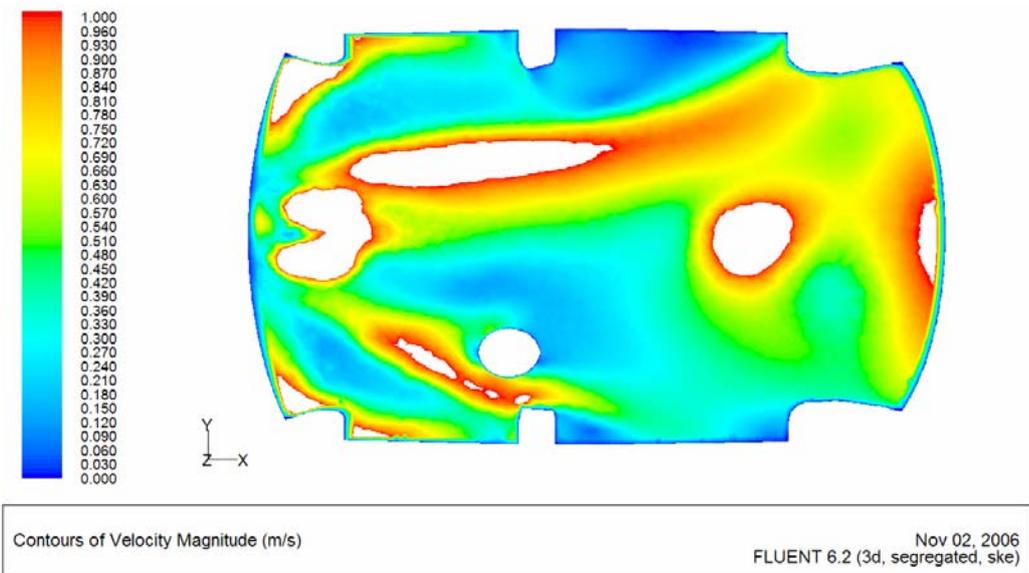
Analisi della prova a flusso freddo

Non essendo attivati nè l'equazione dell'energia né alcun modello di scambio termico, i soli campi analizzati sono stati quelli di velocità e di pressione sui piani di interesse; alcune visualizzazioni sono mostrate nelle seguenti figure.

Campo di velocità su un piano orizzontale intersecante la testa del manichino:



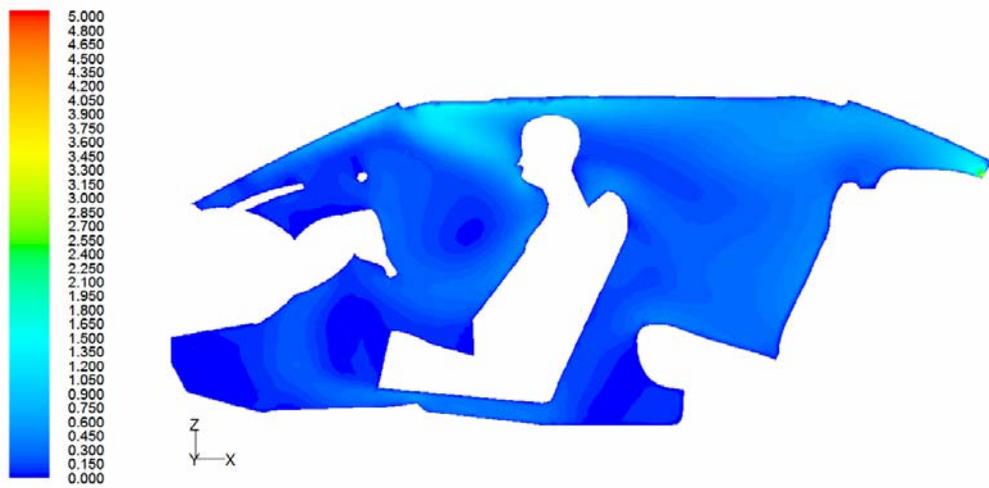
a)



b)

Figura 4.1 - Campo di velocità sul piano orizzontale.

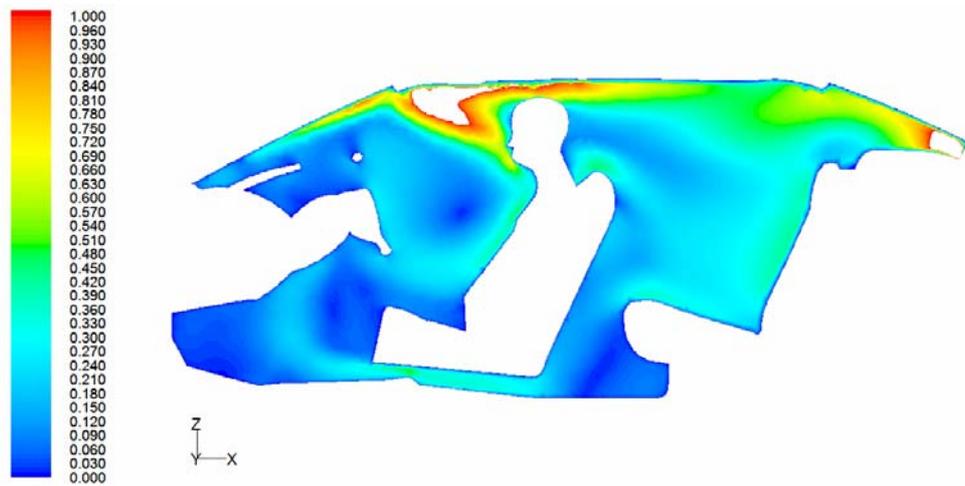
Campo di velocità sul piano di simmetria del manichino:



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, segregated, ske)

a)



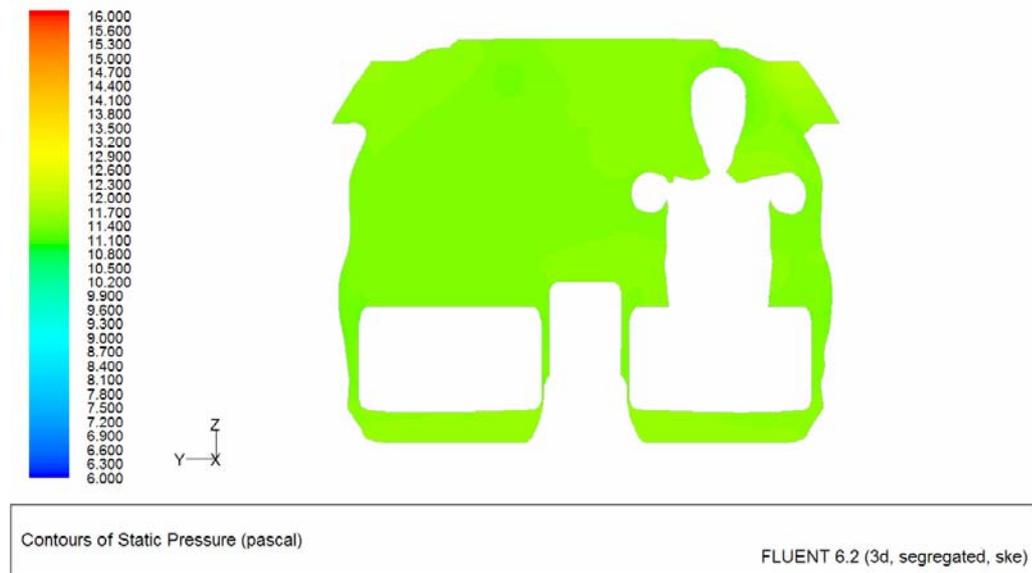
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, segregated, ske)

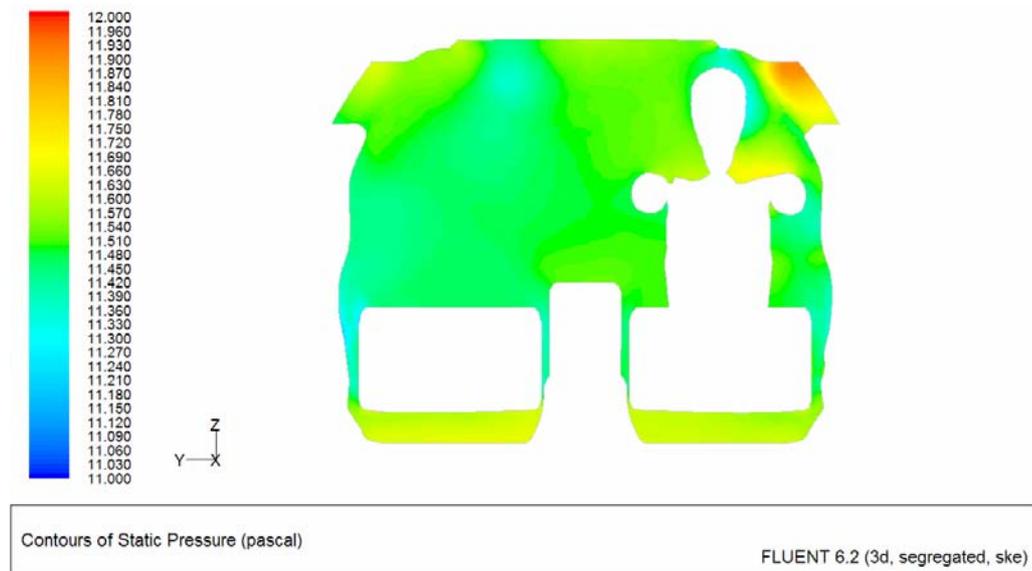
b)

Figura 4.2 - Campo di velocità sul piano guidatore.

Campo di pressione su un piano trasversale intersecante la testa del manichino:



a)



b)

Figura 4.3 - Campo di pressione sul piano trasversale.

Analisi dei risultati

Trattandosi di flusso interno è naturale avere un campo di velocità con molteplici deboli strutture vorticose ed un campo di pressione piuttosto uniforme. Si può notare come le velocità maggiori si abbiano in corrispondenza dell'uscita del

flusso dalle bocchette e nelle zone ad esse prossime, ed in corrispondenza dell'uscita del flusso dall'abitacolo, laddove lo spazio disponibile si restringe e, come in un condotto convergente, il flusso accelera. La asimmetria del campo di velocità (rispetto al piano verticale longitudinale di simmetria dell'abitacolo) è dovuta a due fattori:

- diversa portata uscente dalle bocchette corrispondenti (ad esempio la portata d'aria uscente dalla vent_dx è maggiore di quella uscente dalla vent_sx);
- asimmetria della geometria: infatti è presente, all'interno dell'abitacolo, un solo manichino, posto in corrispondenza del posto di guida.

Per quanto riguarda il campo di pressione, si può osservare come questo sia pressoché costante. Nella figura 4.3. è riportato in realtà non il valore della pressione all'interno dell'abitacolo, ma la variazione di pressione rispetto ad un valore di riferimento, posto $p_{ref} = 0 Pa$; ne segue dunque che all'interno dell'abitacolo si ha una pressione superiore di $11 \div 12 Pa$ rispetto alla pressione ambiente, $p_0 = 101325 Pa$, variazione del tutto impercettibile.

Valutazione degli effetti dovuti all'attivazione dell'equazione dell'energia

Attivando la risoluzione dell'equazione dell'energia, ai due campi già descritti si aggiunge quello di temperatura; si modificano inoltre le condizioni al contorno in quanto occorre specificare la temperatura del flusso all'uscita dalle bocchette. Questi valori sono riportati nella tabella seguente.

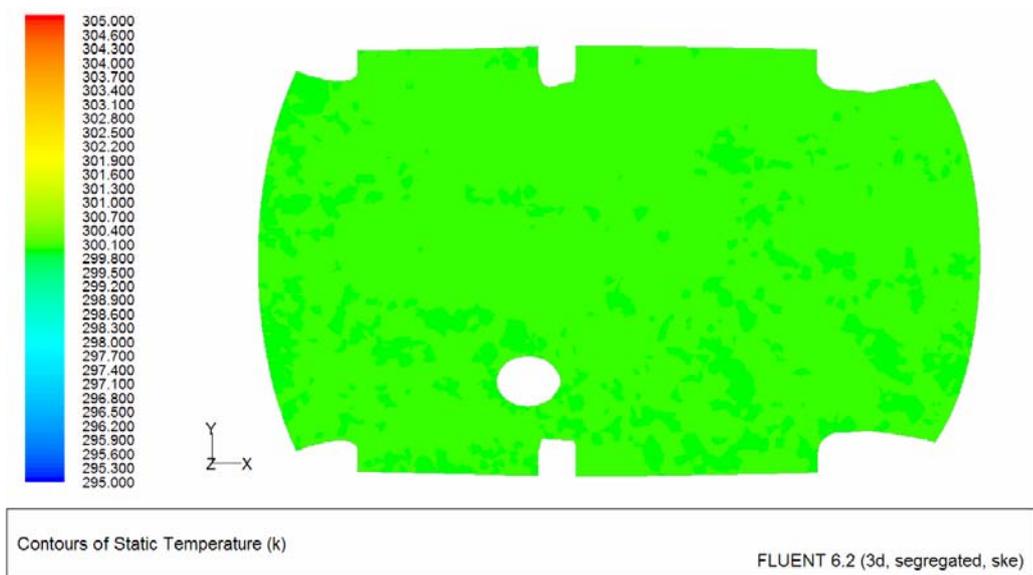
Denominazione	$T [K]$
Vent_dx	300
Vent_sx	300
Vent_centrale_dx	300
Vent_centrale_sx	300
Rear	300

Montante_dx	300
Montante_sx	300

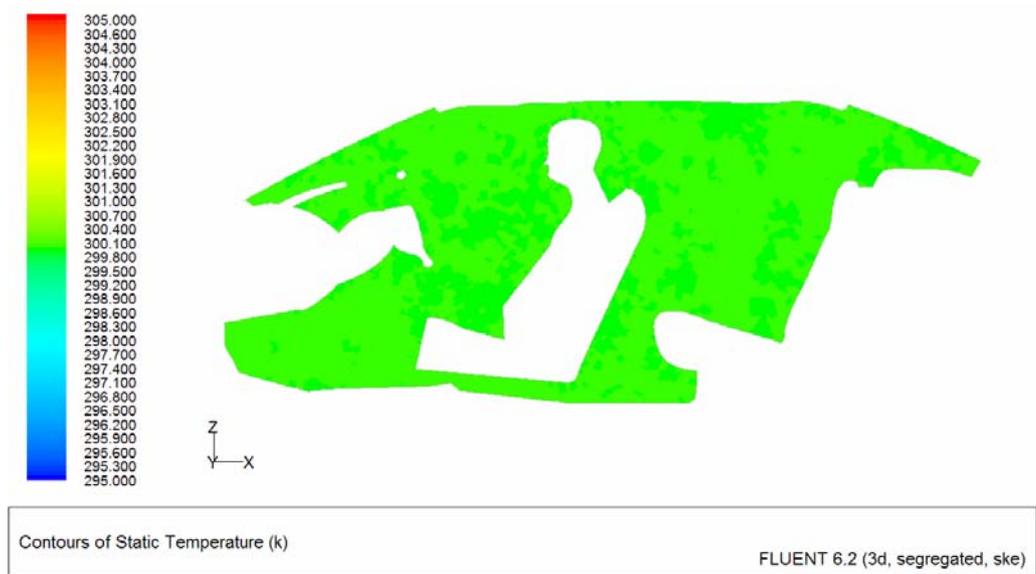
Tabella 4.2 - Impostazioni del solutore per il flusso freddo.

Visualizzazioni

Campo di temperatura su un piano trasversale intersecante la testa del manichino (a) e sul piano di simmetria longitudinale del manichino (b):



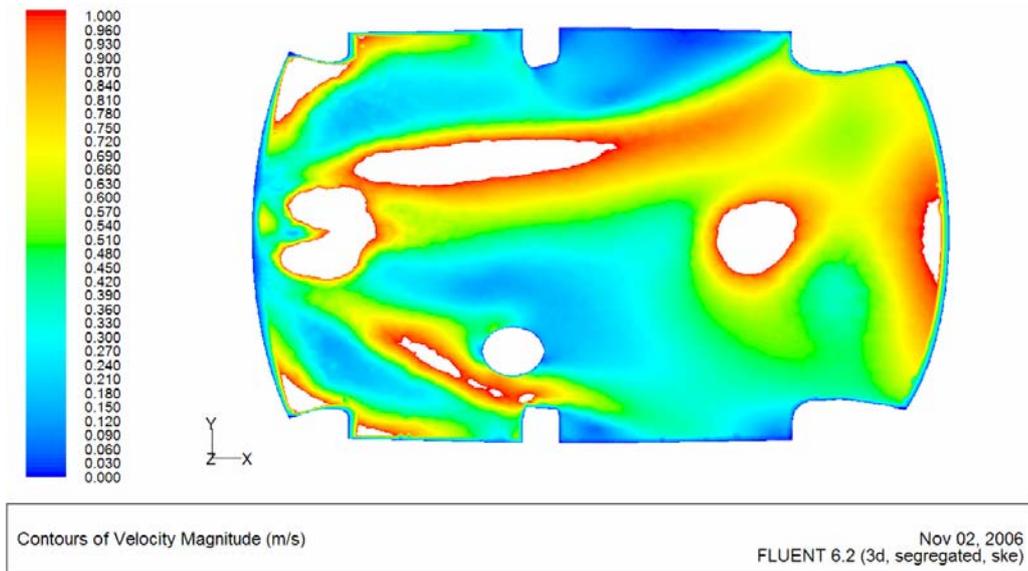
a)



b)

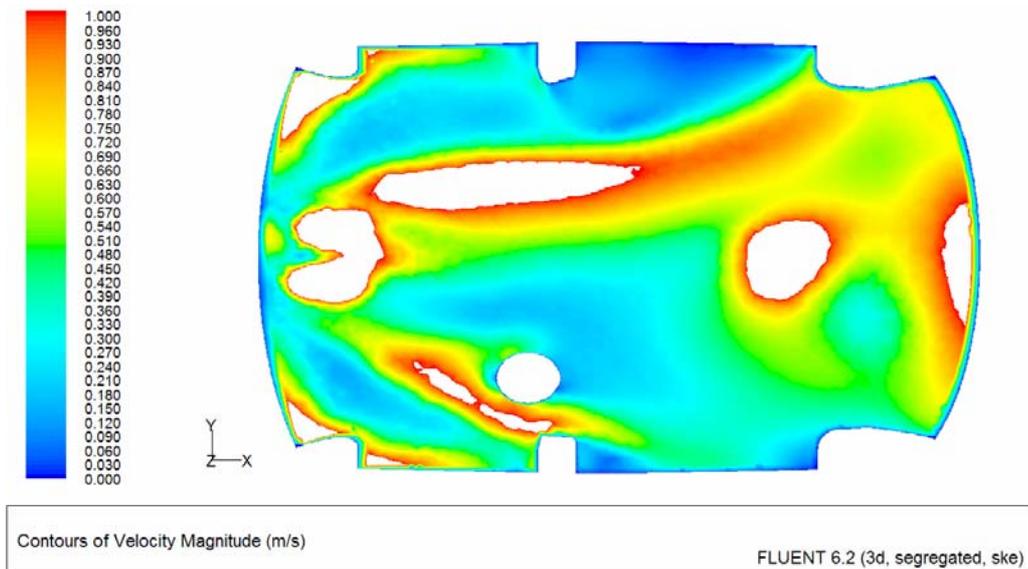
Figura 4.4 - Campo di temperatura su due piani.

Campo di velocità sul piano orizzontale nel caso di flusso freddo:



a)

Campo di velocità sul piano orizzontale nel caso di flusso caldo:



b)

Figura 4.5 - Campo di velocità nei due casi di flusso caldo e flusso freddo.

Analisi dei risultati

Si può notare come il campo di temperatura assuma un andamento costante, pari al valore di temperatura del flusso all'uscita delle bocchette; infatti, essendo il

solutore impostato in modalità “segregated”, l’equazione dell’energia non influenza assolutamente il campo di velocità (e quello di pressione), come si osserva dalla figura 4.5.

La parte di lavoro preliminare è stata conclusa analizzando gli effetti di un modello di conduzione-convezione e di un modello di irraggiamento sul campo di temperatura. Per quanto concerne la conduzione-convezione, Fluent simula tale fenomeno semplicemente richiedendo il coefficiente di convezione del fluido (i coefficienti di conduzione per i vari materiali sono già inseriti, § 3.3) più una temperatura, diversa da quella all’uscita dalle bocchette, in corrispondenza di una parete (wall): condizioni necessarie per avere convezione sono infatti una differenza di temperatura ed un fluido in moto. Occorre però notare che:

- simulare un fenomeno (la convezione) che coinvolge contemporaneamente temperatura e velocità con un solutore impostato in modalità “segregated” potrebbe sembrare non corretto: in effetti l’obiettivo che ci si è posti, e cioè valutare le potenzialità del solutore, lo si vuole raggiungere mediante un iter “step-by-step” ovvero modificando una sola impostazione per ogni step;
- per la stessa motivazione si è utilizzato per l’aria il modello di densità costante.

I valori necessari al solutore, ovvero temperatura in corrispondenza di una parete e coefficiente di convezione, sono mostrati nella tabella seguente.

Coefficiente di convezione	$[W / m^2 \cdot K]$	100
Temperatura alla parete	$[K]$	290

Tabella 4.3 - Inputs necessari per il modello di conduzione-convezione

Il valore del coefficiente di convezione scelto è quello massimo per l’aria, che si realizza in condizioni diverse da quelle che si hanno nell’abitacolo; questa scelta

trova la sua giustificazione nella volontà di analizzare il fenomeno convezione modellato con Fluent, e ciò può esser meglio compreso massimizzando gli effetti della convezione stessa. La temperatura alla parete, ovvero in corrispondenza del finestrino alla sinistra per manichino (autista), è più bassa di quella all'uscita delle bocchette: fisicamente questo vuol dire che si è scelto di simulare il riscaldamento dell'abitacolo in una giornata fredda, in cui nell'ambiente si ha una temperatura $T = 290 K$. Il flusso convettivo riguarda solo il finestrino di cui sopra e non tutti per le motivazioni già esposte.

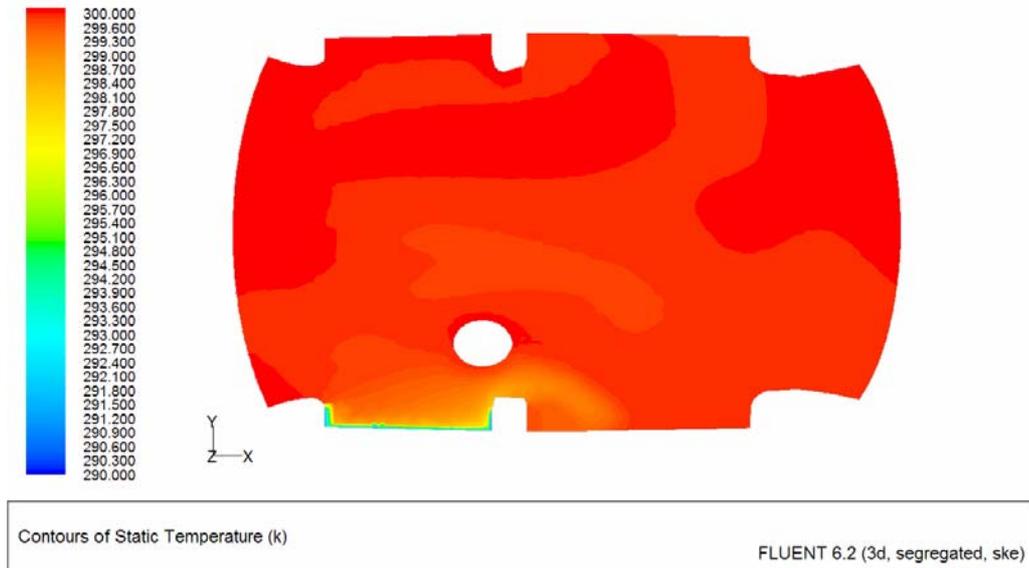
Gli effetti della conduzione-convezione sul campo di temperatura sono mostrati nella figura 4.6. Si può notare, infatti, come in corrispondenza del finestrino ci sia un notevole gradiente termico: in pochi centimetri la temperatura passa da $T = 290 K$ (in corrispondenza del finestrino) a $T = 300 K$, che è la temperatura media che si ha nell'abitacolo poiché quella del flusso all'uscita dalle bocchette.

In conclusione, si può affermare che la convezione in prossimità di una superficie crea, nelle zone ad essa adiacenti, forti gradienti termici nei quali la temperatura passa dal valore che assume all'esterno, e quindi sulla superficie in questione, al valore che assume nella parte restante dell'abitacolo, pari al valore che la stessa assume in corrispondenza del flusso all'uscita delle bocchette.

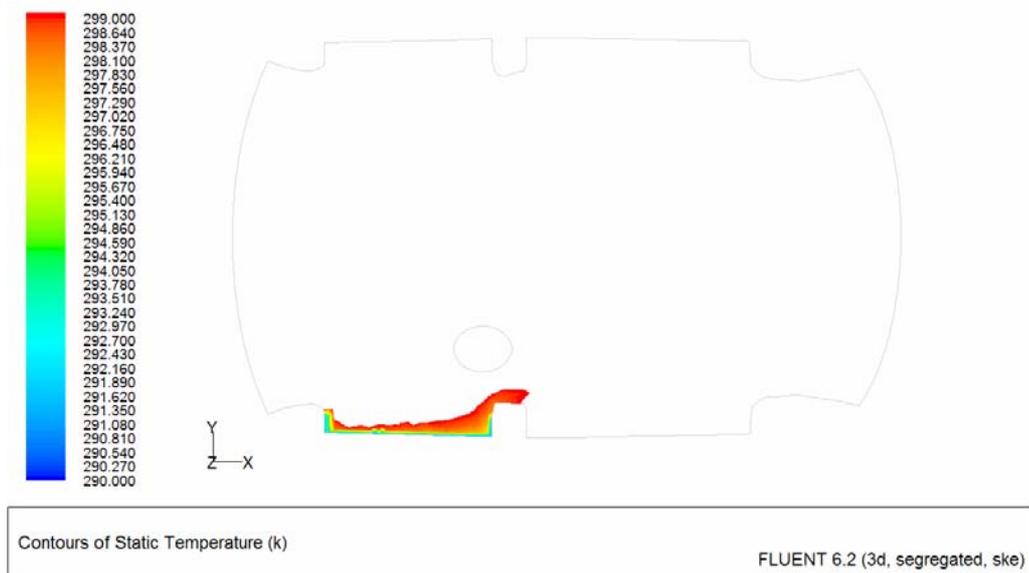
Visualizzazioni

Effetti di un flusso convettivo attraverso il finestrino alla sinistra del manichino

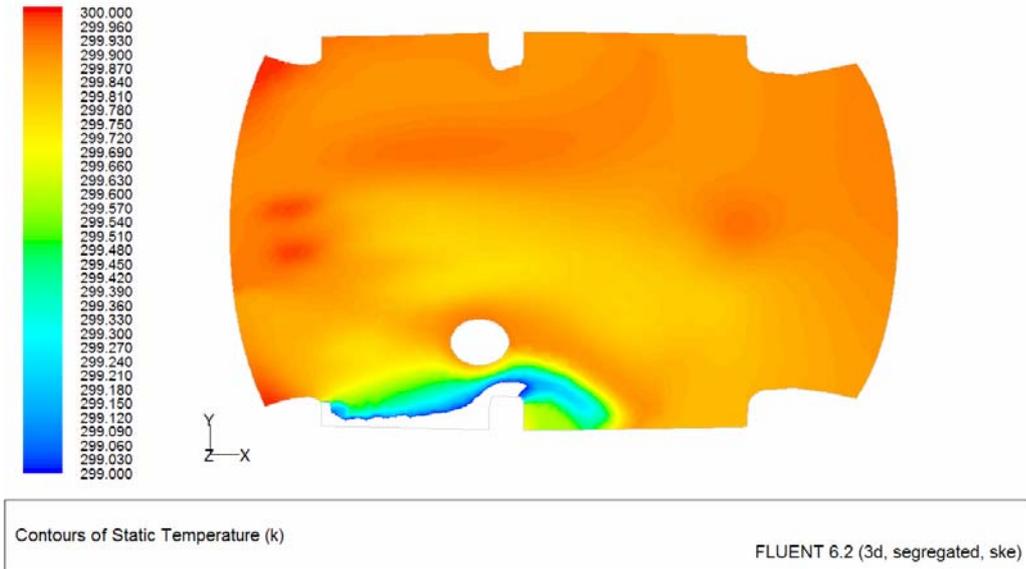
Campo di temperatura sul piano orizzontale:



a)



b)

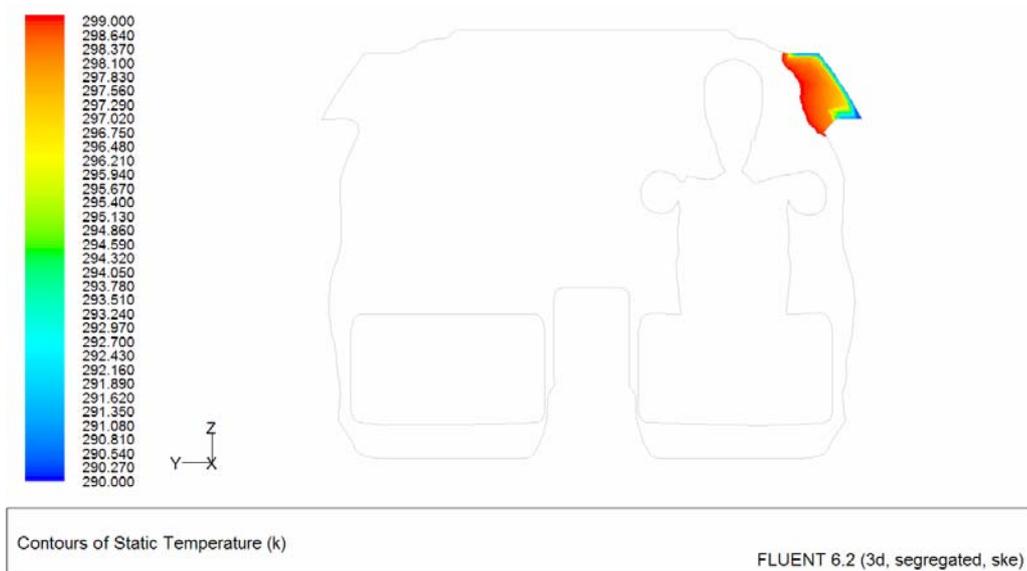


c)

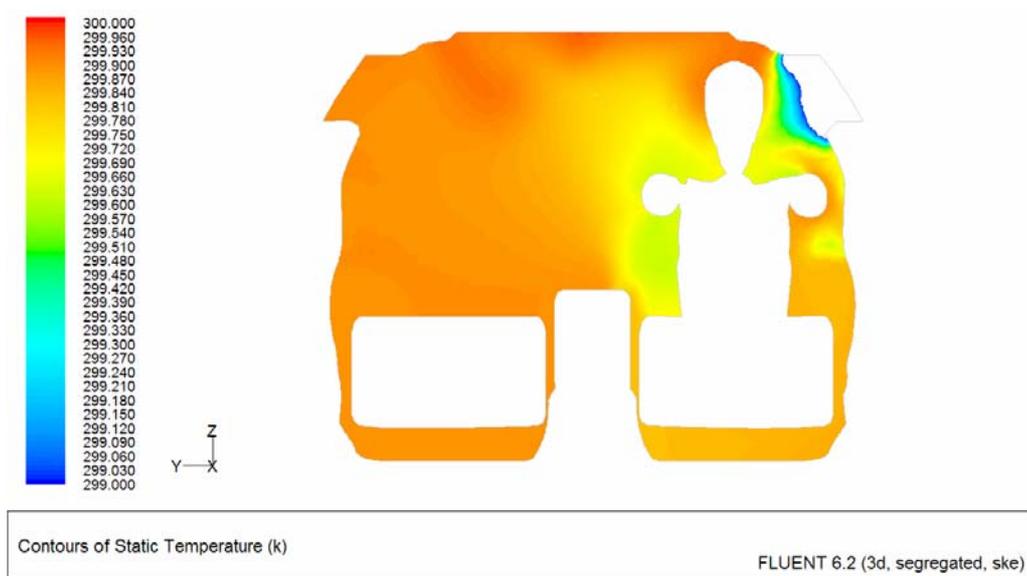
Campo di temperatura sul piano trasversale:



d)



e)



f)

Figura 4.6 - Effetti della convezione sul campo di temperatura

Effetti del modello di irraggiamento

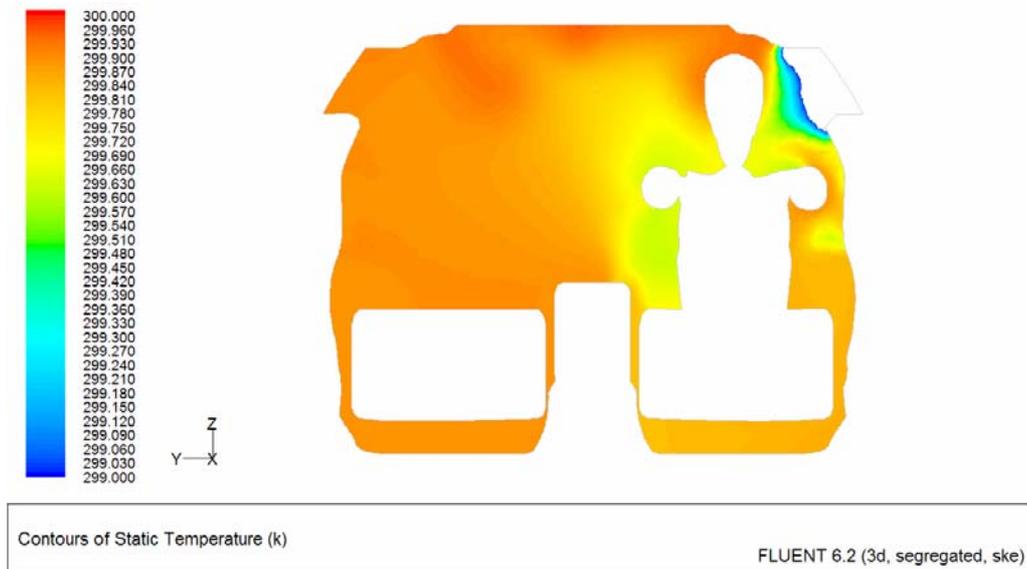
Il modello di irraggiamento adottato, (il “Rosseland radiation model”), è il più semplice tra quelli disponibili in Fluent, in quanto non risolve alcuna equazione aggiuntiva per il flusso di calore e quindi ottimizza tempi e costi computazionali.

Trattandosi di un ulteriore meccanismo di scambio termico, oltre la conduzione-convezione, ci si aspetta che questo sia più efficiente e che quindi il campo di temperatura risulti con gradienti più diffusi. I risultati, che confermano quanto appena detto, sono mostrati nella figura 4.7. Si nota inoltre come, in presenza del “Rosseland radiation model” la temperatura media interna all’abitacolo è di qualche decimo di grado inferiore: tale modello, infatti, rende più efficiente lo scambio termico e quindi incrementa il flusso di calore “freddo” che dall’esterno entra nell’abitacolo attraverso il finestrino e lo diffonde in un’ampia zona adiacente allo stesso.

Visualizzazioni

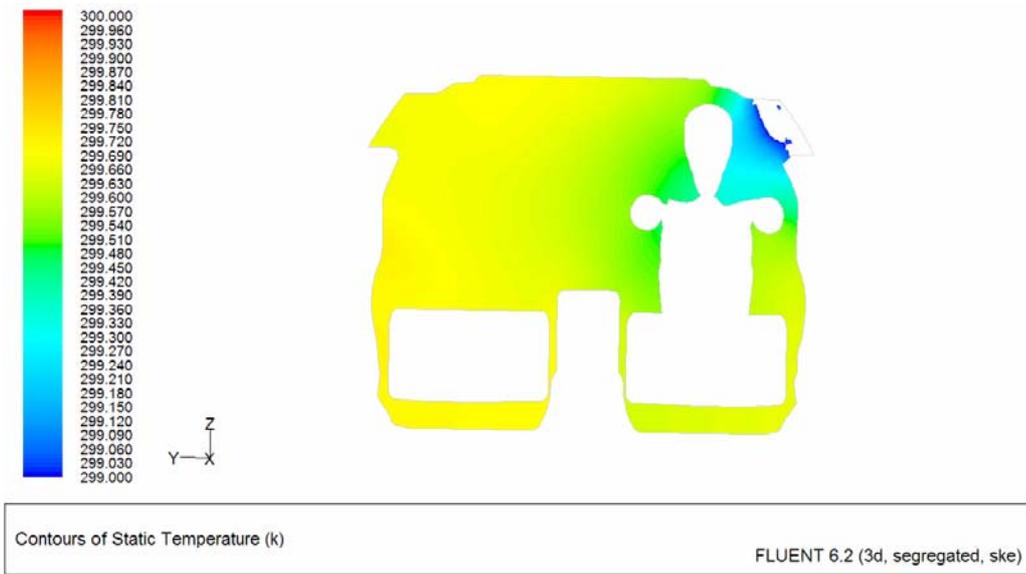
Effetti del “Rosseland heat radiation model” sul campo di temperatura.

Convezione:



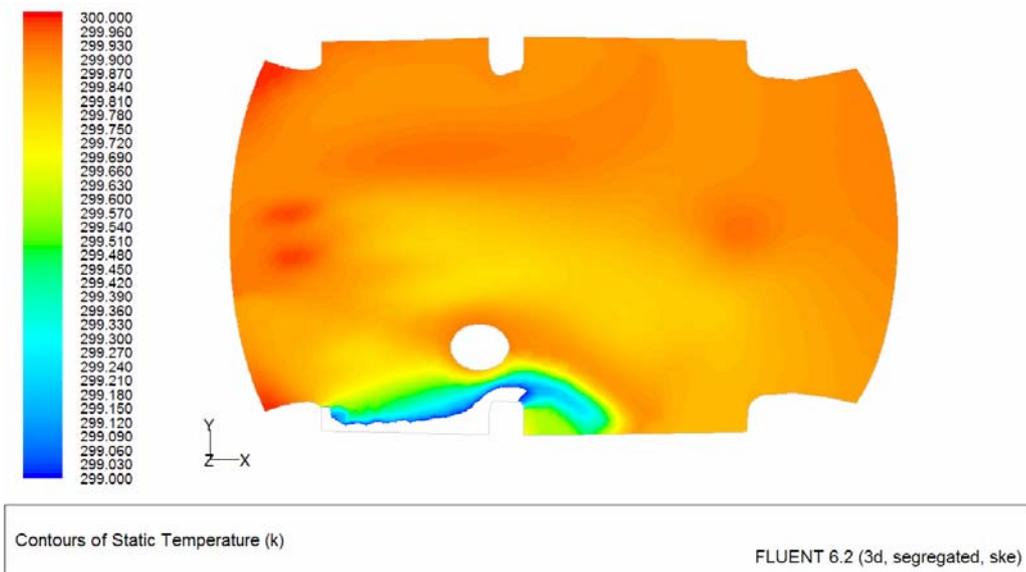
a)

Convezione e irraggiamento:



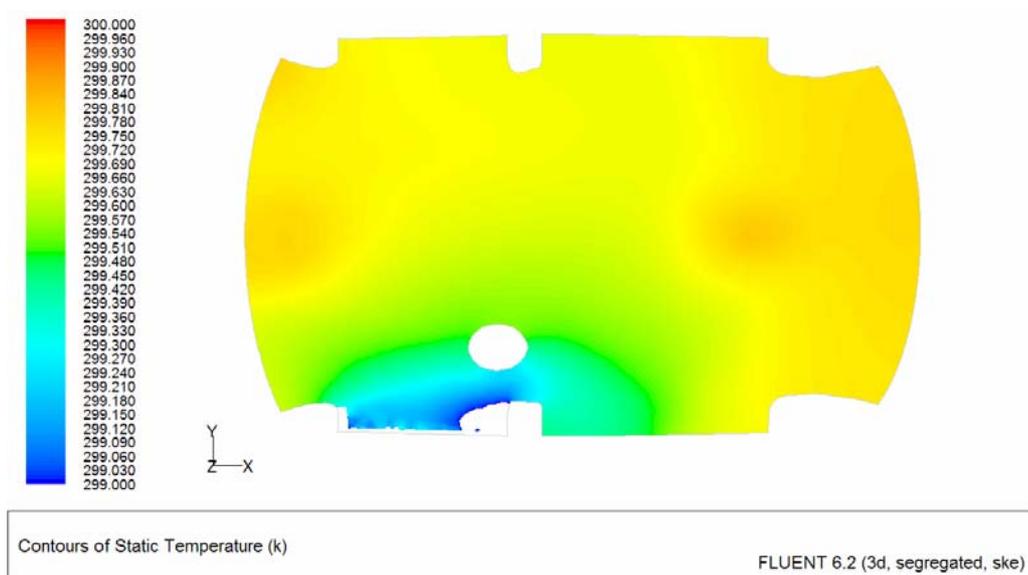
b)

Convezione:



c)

Convezione e irraggiamento:



d)

Figura 4.7 - Effetti della convezione sul campo di temperatura

Ottimizzazione dei parametri di impostazione

Per quanto riguarda i campi di velocità e temperatura, in presenza dei modelli di scambio termico analizzati, essi si differenziano notevolmente da quelli che si hanno in loro assenza. Per ovviare a tale problema si è dovuto innanzitutto modificare l'impostazione del solutore da "segregated" a "coupled" ed inoltre, per tener conto della variazione della densità con la temperatura, si è impostato il modello di "ideal gas" per l'aria. Con tali impostazioni Fluent non permette di settare all'ingresso del flusso in abitacolo condizioni al contorno di "mass flow inlet" per cui si è reso necessario imporre in tali zone condizioni al contorno di "pressure far field". Queste richiedono i valori delle tre componenti di velocità, il numero di Mach e la temperatura del flusso. I valori utilizzati in tali condizioni sono riportati nella tabella 4.4.

	M	$T [K]$	$V_x [m/s]$	$V_y [m/s]$	$V_z [m/s]$
Vent_centrale_dx	0.0127	dipendente dalla prova	+2.6969	+0.1420	+3.4014
Vent_centrale_sx	0.0112	dipendente dalla prova	+2.3273	+0.0157	+3.0363
Vent_dx	0.0085	dipendente dalla prova	+1.6267	-0.3073	+2.3818
Vent_sx	0.0063	dipendente dalla prova	+1.2008	-0.1207	+1.7758
Rear	0.0101	dipendente dalla prova	+2.8608	+0.0007	+1.9049
Montante_dx	0.0024	dipendente dalla prova	+0.06034	-0.5641	-0.1068
Montante_sx	0.0032	dipendente dalla prova	+0.8029	+0.7068	-0.1700

Tabella 4.4 - Condizioni al contorno di “pressure far field”

Con tali impostazioni il modello fornisce buone risposte e risultati fisicamente giustificabili, ma occorrono notevoli costi computazionali.

Come ultima osservazione occorre notare che, impostare il solutore in modalità “coupled” esclude automaticamente la possibilità di utilizzare come modello di irraggiamento il “Rosseland”, disponibile infatti sono per la modalità “segregated”.

Sono stati valutati diverse impostazioni di settaggio, e quindi diversi effetti, tutti però riconducibili ad una o più voci tra le seguenti:

- flusso convettivo attraverso tutti i finestrini, in vetro;
- flusso convettivo attraverso tutti i sedili, in pelle;
- valore ottimale, in relazione alle condizioni all’interno dell’abitacolo, del coefficiente di convezione dell’aria, posto $h = 20 W / m^2 \cdot K$;

- temperatura esterna: $T = 278\text{ K}$;
- temperatura del flusso all'uscita dalle bocchette: $T = 299\text{ K}$;
- temperatura dei sedili: $T = 293\text{ K}$;
- modello di carico solare: solar ray tracing;
- modello di irraggiamento: P-1.

Da tali simulazioni possono essere tratte le seguenti conclusioni:

- la conduzione-convezione crea notevoli gradienti termici in prossimità della parete attraverso cui agisce;
- l'irraggiamento diffonde tali gradienti e tende ad uniformare il campo di temperatura;
- il "P-1 radiation model" mostra difficoltà di convergenza;
- di particolare importanza è la temperatura dei sedili, in quanto ha grande influenza sul campo di temperatura; essa può essere fisicamente interpretata come la temperatura alla quale il sedile si trova in condizioni di quiete;
- per quanto concerne i modelli di irraggiamento, esclusi il Rosseland (disponibile solo in modalità "segregated"), il "Surface-to-surface" (simula l'irraggiamento tra due superfici nel vuoto) ed il P-1 (difficoltà di convergenza), sono stati esaminati in dettaglio il "DTRM model" ed il "DO model", come mostrato nei paragrafi successivi.

Visualizzazioni

Di seguito sono mostrate le visualizzazioni relative ad alcuni casi esaminati ritenuti significativi, ovvero:

- convezione attraverso tutti i finestrini (caso A1);
- convezione attraverso tutti i finestrini e tutti i sedili (caso A2);
- convezione attraverso tutti i finestrini e tutti i sedili; attivato il "P-1 radiation model" (caso A3);

- convezione attraverso tutti i finestrini; attivato il “solar ray tracing” come “solar load model” (caso A4).

Campo di temperatura sul piano orizzontale:

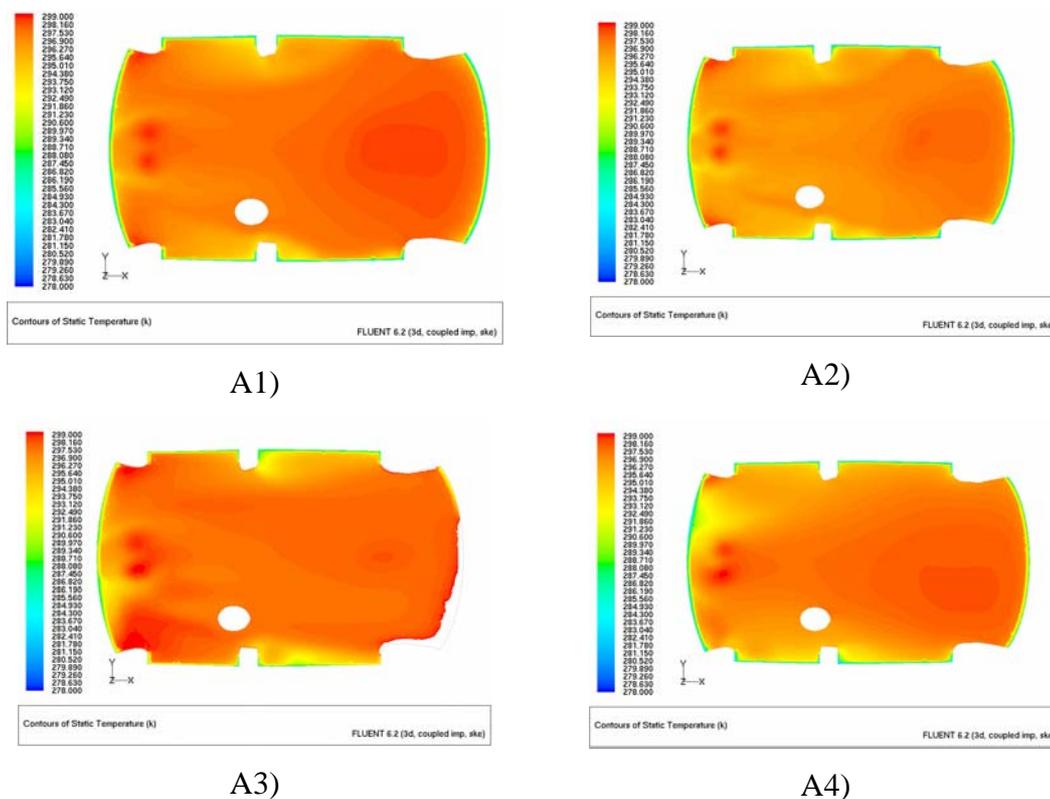


Figura 4.8 – Campo di temperatura statica

Si può notare come il campo di temperatura presenti forti gradienti in prossimità dei finestrini, laddove vi sono flussi convettivi di calore verso l'esterno (quindi uscenti dall'abitacolo) in quanto la temperatura interna all'abitacolo è maggiore rispetto a quella all'esterno; essendo i sedili ad una temperatura inferiore a quella del flusso all'uscita delle bocchette, la convezione attraverso essi disperde altro calore, per cui il campo di temperatura, mediamente, nel caso A2 risulta più freddo rispetto a quello che si ha nel caso A1.

Il modello di irraggiamento P-1 (caso A3), oltre a diffondere i gradienti in prossimità dei finestrini, è un ulteriore meccanismo di riscaldamento dell'abitacolo; si vede, infatti, che vi sono zone ad una temperatura superiore ai 300 K .

Il caso A4 sembra essere molto simile al caso A2: è come se il carico solare dato dal “solar ray tracing” avesse, sul campo di temperatura, gli stessi effetti dati dalla convezione attraverso i finestrini; anche se il fenomeno è lo stesso le motivazioni per cui esso avviene sono diverse. Nel caso A2, come spiegato in precedenza, i sedili si comportano come “pozzi di calore”; nel caso A4, invece, il “solar ray tracing” rende lo scambio termico più efficiente per cui è incrementato il flusso di calore che esce dall’abitacolo: in entrambi i casi, dunque, la temperatura media all’interno dello stesso risulta mediamente più bassa di quella che si ha nel caso A1.

Campo di temperatura sul piano trasversale:

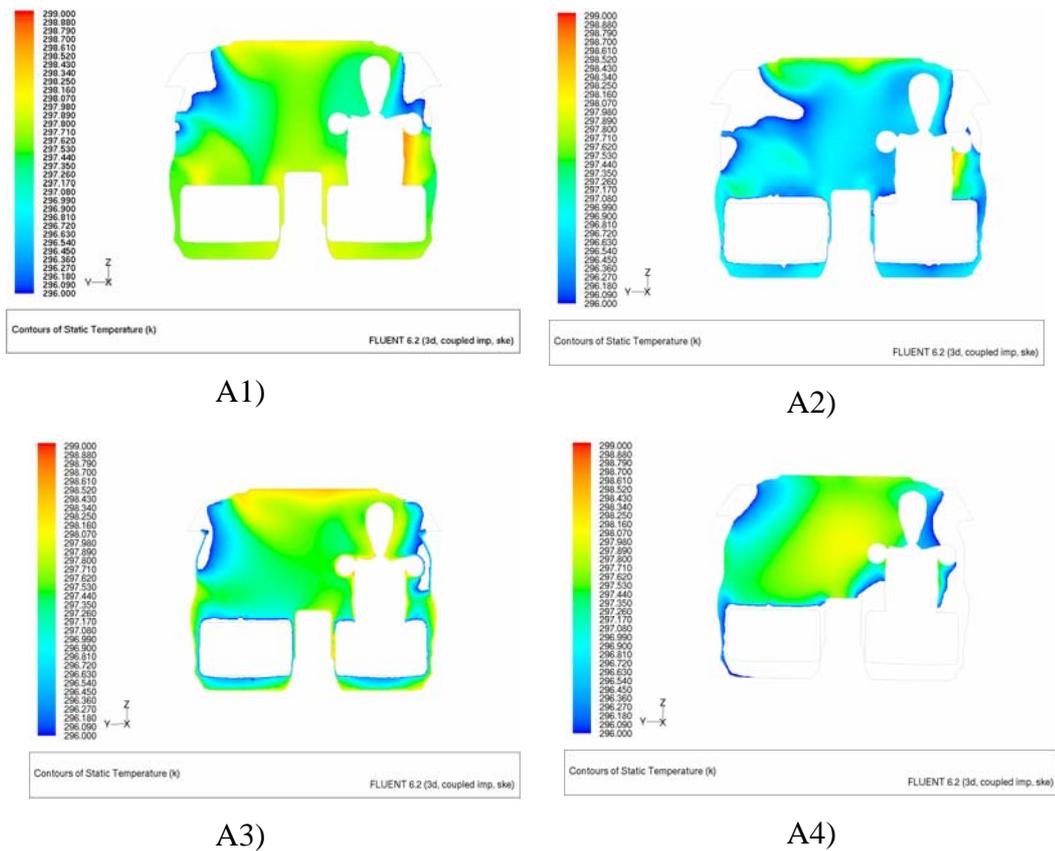


Figura 4.9 – Campo di temperatura statica

E’ interessante osservare (figura 4.9.) come in gran parte dell’abitacolo la temperatura oscilla tra 296 K e 299 K . Questo avviene poiché gli effetti della convezione (caso A1) restano confinati nelle zone prossime ai finestrini; tali zone si

estendono qualora si considera la convezione attraverso i sedili (caso A2) che, come già detto, si comportano come “pozzi di calore” ovvero contribuiscono a raffreddare l’abitacolo. In ogni caso si nota comunque come la parte interna dell’abitacolo risulti la più calda, essendo distante dai finestrini.

Per quanto riguarda il campo di velocità, questo è simile a quello che si ha nel caso di flusso freddo in assenza di modelli di irraggiamento, come mostrato nella figura seguente.

Campo di velocità sul piano guidatore:

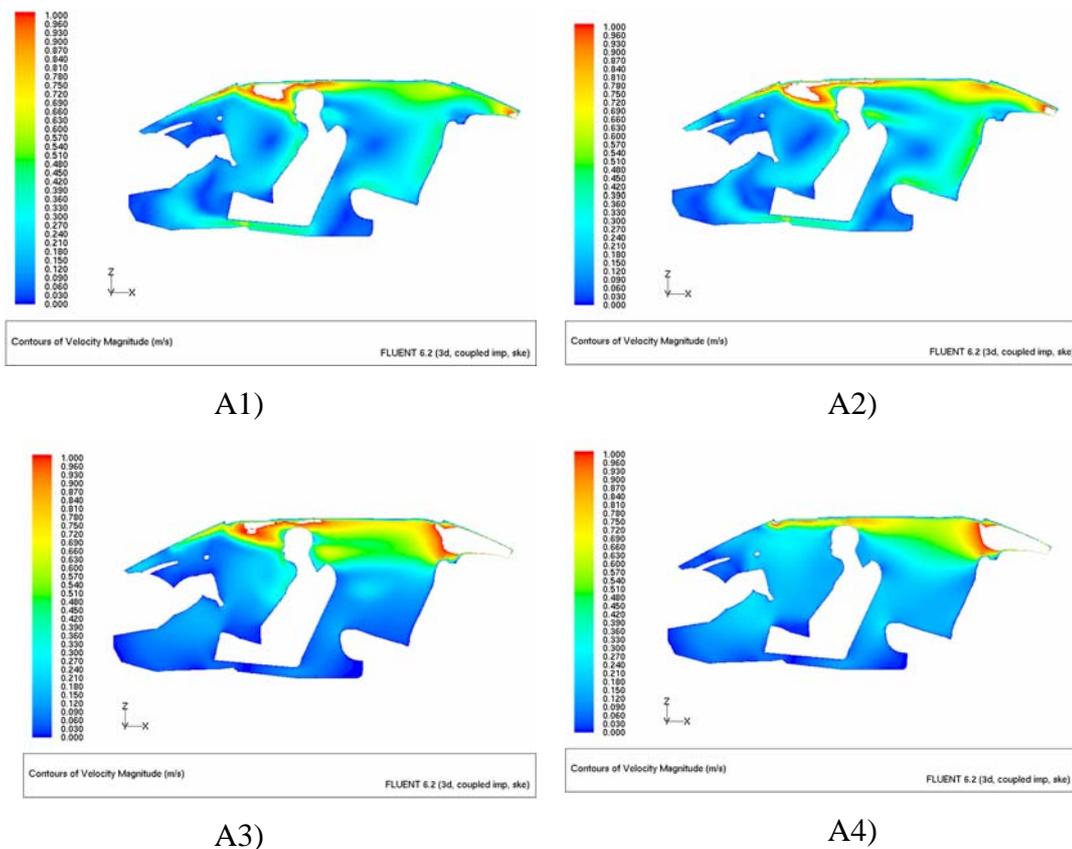


Figura 4.10 – Campo di velocità

Nei casi A1 e A2, infatti, il campo di velocità è molto simile, mentre negli altri due casi sembra esserci una accelerazione del flusso in prossimità dell’uscita. Nel caso A3 c’è una notevole differenza di velocità tra la parte inferiore (velocità molto basse) e quella superiore (velocità alte), dovuta, come spiegato in precedenza, alle difficoltà di convergenza del modello. Nel caso A4, invece, i gradienti sono di

minore entità e, a parte la zona posteriore dell'abitacolo, il campo di velocità risulta essere di bassa entità.

Interessante da osservare è il campo di densità, che risulta comunque essere pressoché costante: restringendo la scala si è visto, tuttavia, che in prossimità dei finestrini si hanno le zone con i valori più alti (essendo bassa la temperatura); il contrario avviene in prossimità delle bocchette, in accordo col modello di "ideal gas" adottato per l'aria.

Campo di densità sul piano di mezzeria:

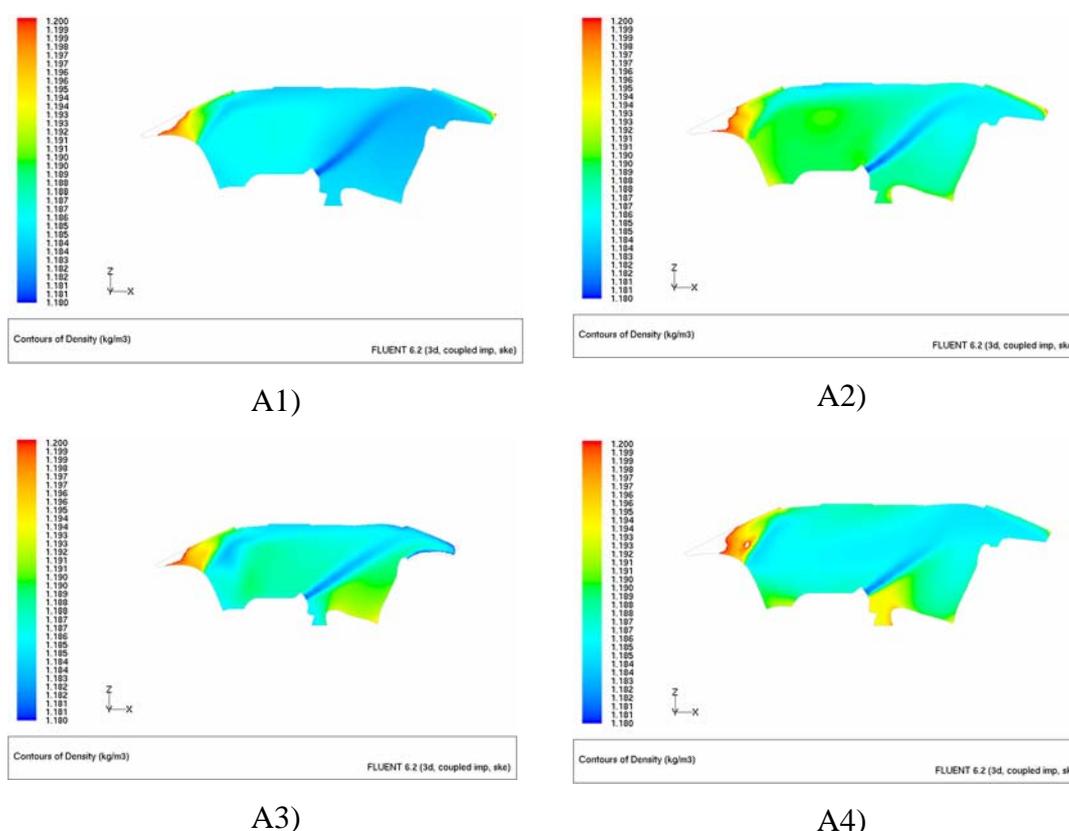


Figura 4.11. Campo di densità

Come ultima analisi è stato analizzato il flusso di calore attraverso i finestrini e si è visto che esso è negativo, cioè il calore esce dall'abitacolo in quanto la temperatura esterna è inferiore a quella del flusso all'uscita delle bocchette.

Nel caso A3, ed in parte nel caso A4, i risultati, confrontati con la teoria, non sono soddisfacenti in quanto il "P-1 model" ha difficoltà di convergenza (caso A3) e

un modello di carico solare, per funzionare correttamente ha bisogno che sia attivo anche un modello di irraggiamento.

“Total surface heat flux” attraverso i finestrini:

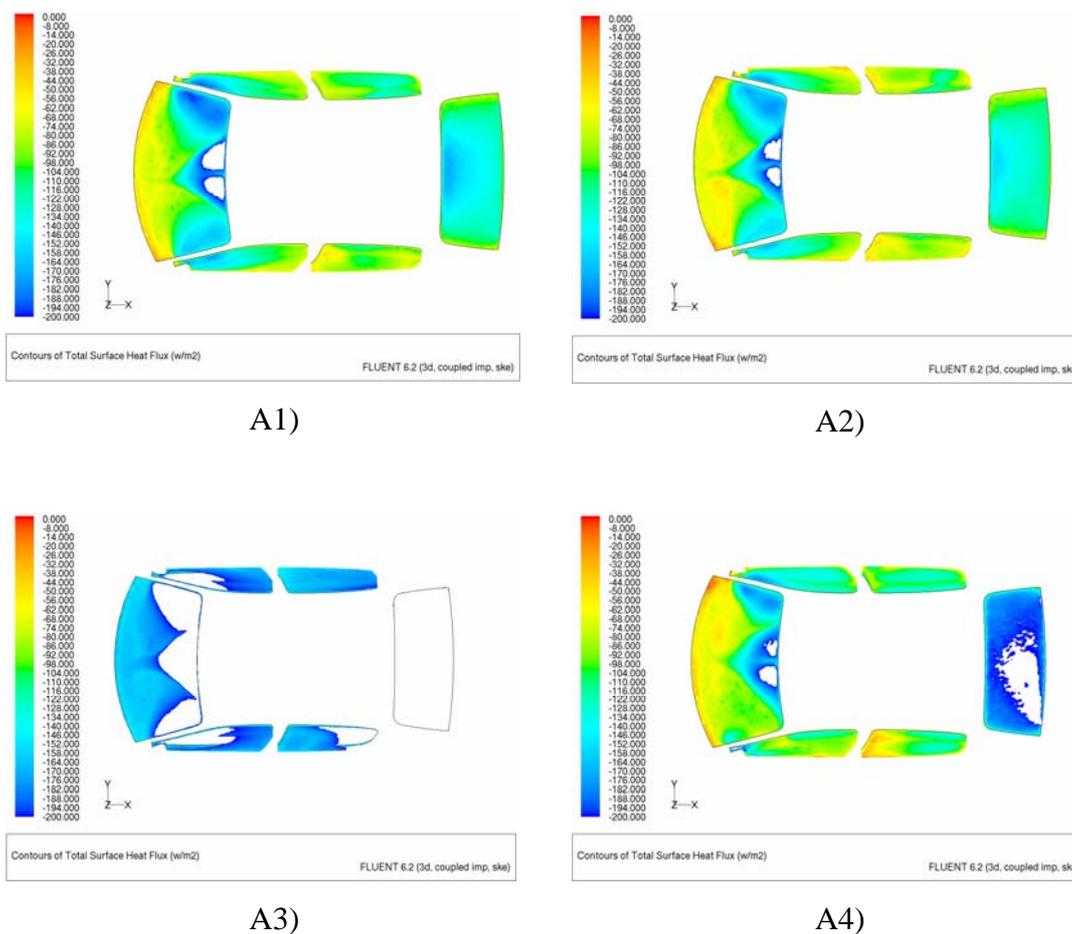


Figura 4.12 – Flusso di calore totale

Con i risultati e le impostazioni dedotte, sono stati studiati in maniera più approfondita i modelli di scambio termico, al fine di ottenere un settaggio ottimale per il problema in esame.

4.2. Analisi comparativa con griglia test

Definiti, con le prove descritte nel paragrafo 4.1, il modello di turbolenza, il modello di densità e le condizioni al bordo ottimali per le successive simulazioni, si procede alla caratterizzazione ed alla scelta di un modello di irraggiamento che ben rappresenti l'evoluzione dello stesso meccanismo; sono state eseguite prove utilizzando le diverse metodologie che il solutore dispone ed alla fine si è pervenuti alla scelta ed alla caratterizzazione di quello che ha un migliore riscontro con la realtà.

Tutte le prove descritte ed analizzate nel presente paragrafo hanno come settaggio base quello riassunto nella tabella sottostante:

Flusso caldo	
Modello di turbolenza	$k - \varepsilon$
Modello di densità	“ideal-gas”
Condizioni al bordo inlet	“pressure far field”
Condizioni al bordo outlet	“pressure outlet”
Equazione dell'energia	attiva
Temperatura flusso d'aria in uscita dalle bocchette	299 [K]
Temperatura finestrini	278 [K]
Temperatura sedile	293 [K]
Convezione attraverso i finestrini	
Convezione attraverso il sedile pilota	

Tabella 4.5 – Settaggio base

In aggiunta alle condizioni indicate nella tabella, ogni prova sarà caratterizzata da un modello di irraggiamento e dal settaggio dei parametri ad esso associato e dalla caratterizzazione del carico solare secondo le metodologie offerte dal solutore.

Effetti della convezione

Lo scopo della simulazione analizzata è quella di simulare il flusso convettivo attraverso i finestrini ed il sedile pilota e valutarne l'effetto nel dominio computazionale.

Impostazioni	Prova Base	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	coupled implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno wall	adiabatico	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	W/m^2K

Tabella 4.6. Impostazioni prova base

Visualizzazioni

Andamento del campo di velocità:

PIANO ORIZZONTALE

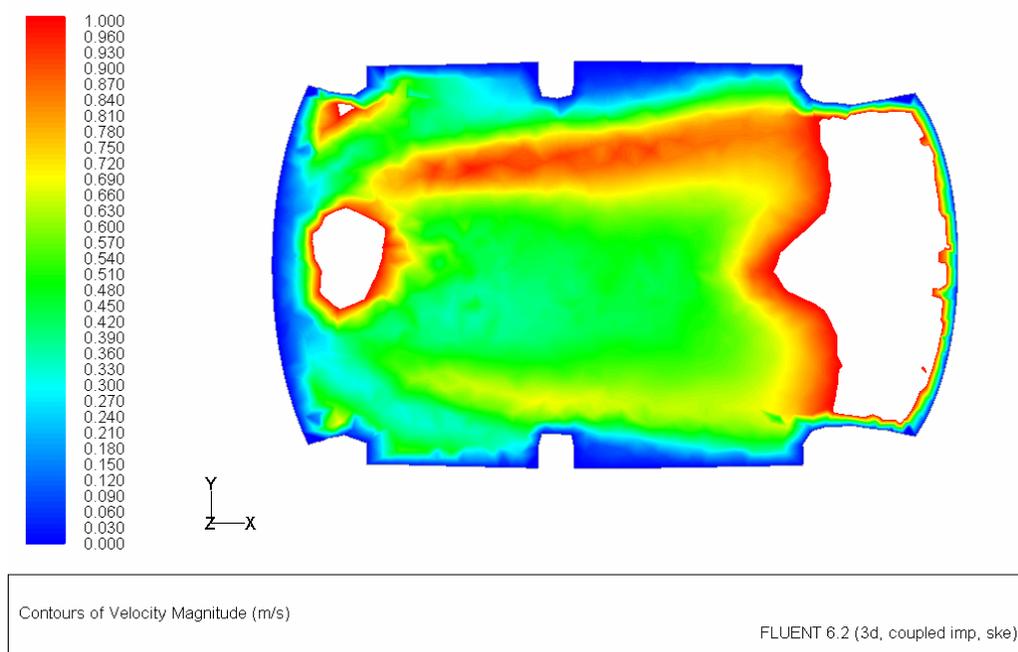
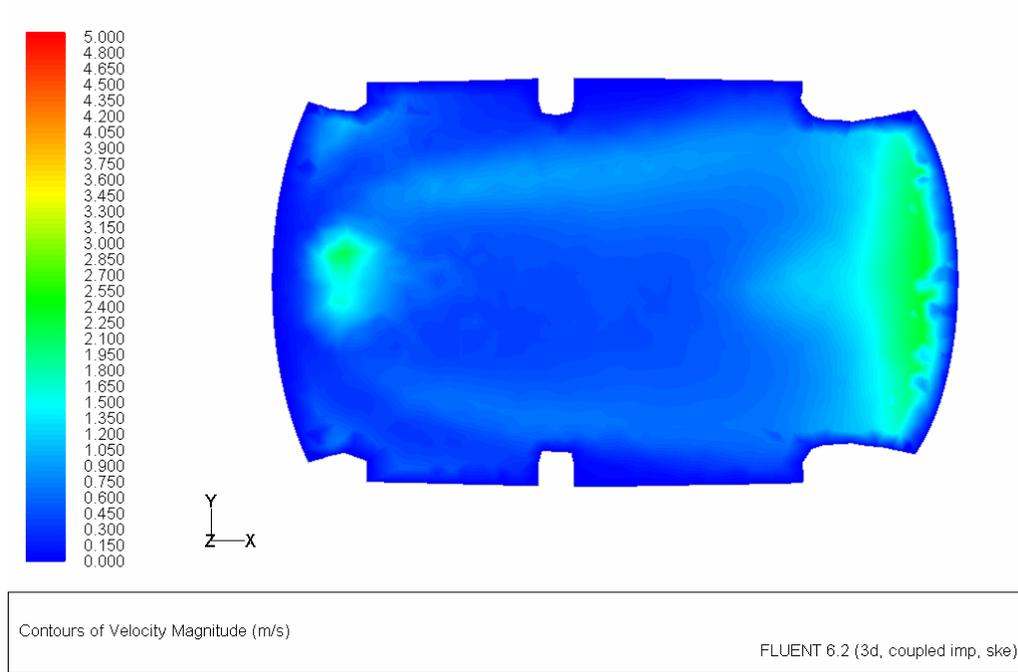


Figura 4.13 – Campo di velocità

Andamento del campo di temperatura:
PIANO ORIZZONTALE

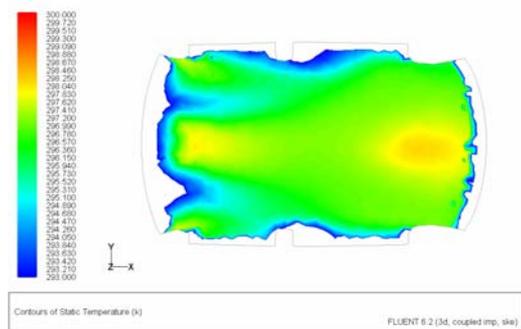
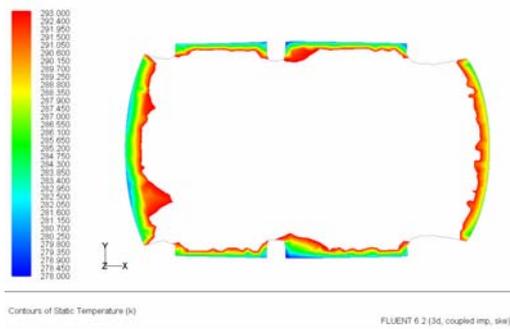
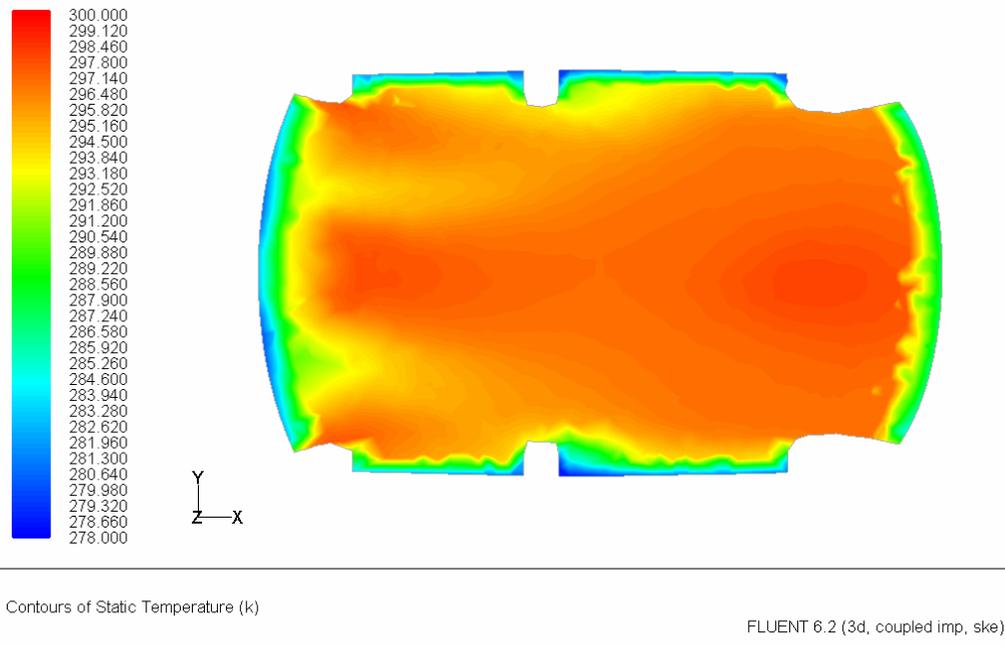


Figura 4.14 – Campo di temperatura statica

Andamento del flusso di calore totale:

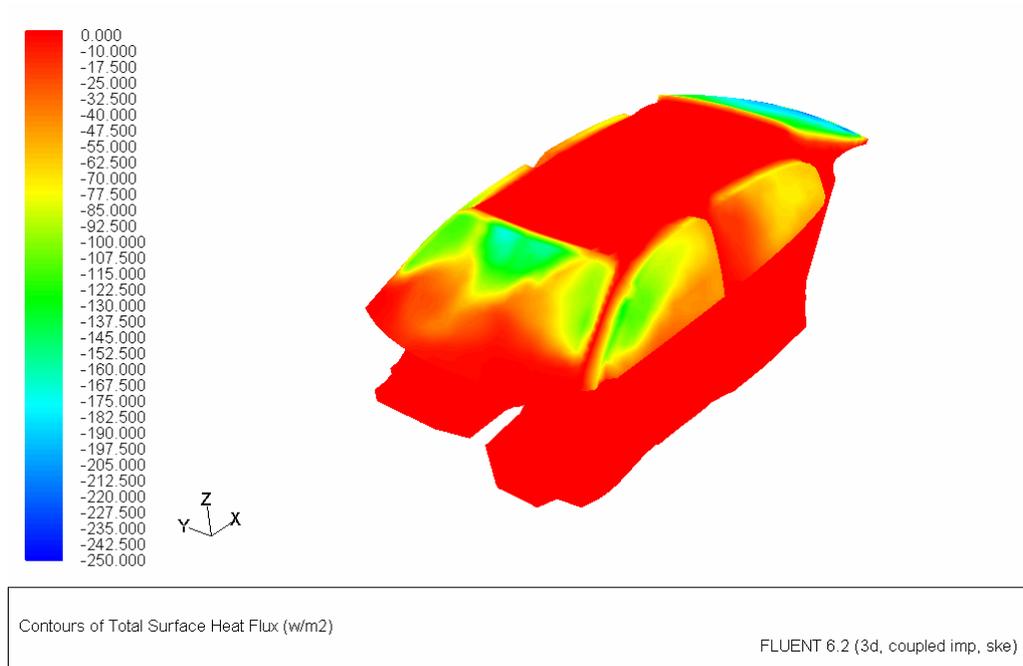


Figura 4.15 – Flusso di calore totale

Andamento del flusso di calore radiante:

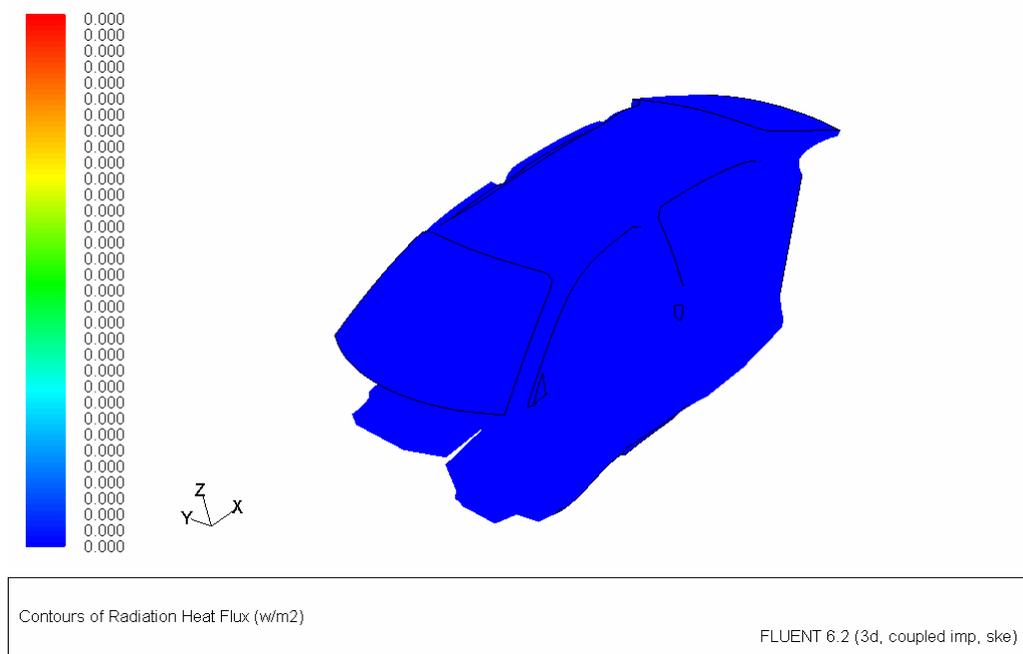


Figura 4.16 – Flusso di calore radiante

Analisi dei risultati

L'effetto dell'attivazione di un modello convettivo come condizione al bordo è quello di uniformare il campo termodinamico all'interno del dominio computazionale limitando i gradienti nell'intorno della zona in cui si è imposta la condizione al contorno, in questo caso i finestrini dell'abitacolo; infatti, analizzando il campo di temperatura, figura 4.14, si nota che il salto termico imposto dal settaggio della temperatura dei finestrini pari 278 K e dalla temperatura del sedile pari a 293 K si ha in prossimità del contorno del piano orizzontale considerato, mentre il campo termico interno dell'abitacolo è circa costante e pari al valore della temperatura del flusso d'aria in uscita dalle bocchette.

Per quanto concerne il flusso di calore totale attraverso le superfici del dominio, figura 4.15, si vede che questo avviene solo attraverso le superfici di finestrini: come condizione al bordo, infatti, è stato imposto l'abitacolo adiabatico.

Modello di irraggiamento: DTRM

La prova descritta di seguito ha come scopo il simulare, in aggiunta al flusso convettivo attraverso i finestrini ed il sedile, il flusso di calore radiante modellato utilizzando il DTRM come modello di irraggiamento ed il “solar ray tracing” come modello di carico solare.

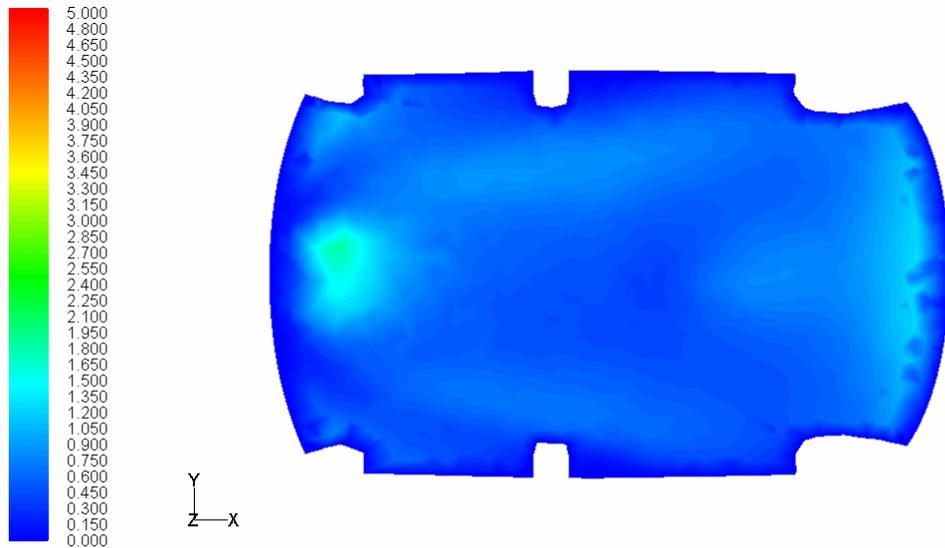
Impostazioni	Prova A	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno wall	adiabatico	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	$W/m^2 K$
Modello di irraggiamento	DTRM	-
Modello del carico solare	Solar ray Tracing	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m

Tabella 4.7 – Impostazioni del solutore

Visualizzazioni

Andamento del campo di velocità:

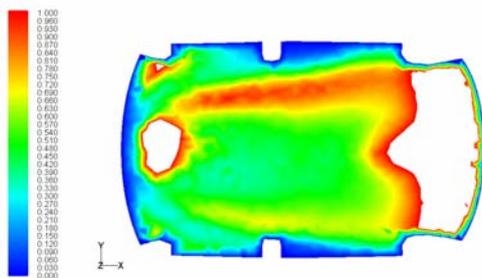
PIANO ORIZZONTALE



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

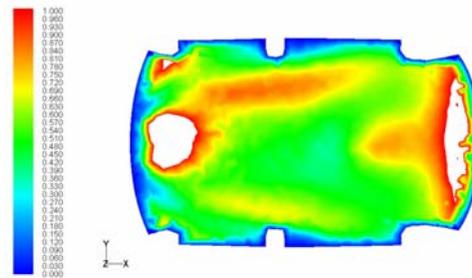
Prova base



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

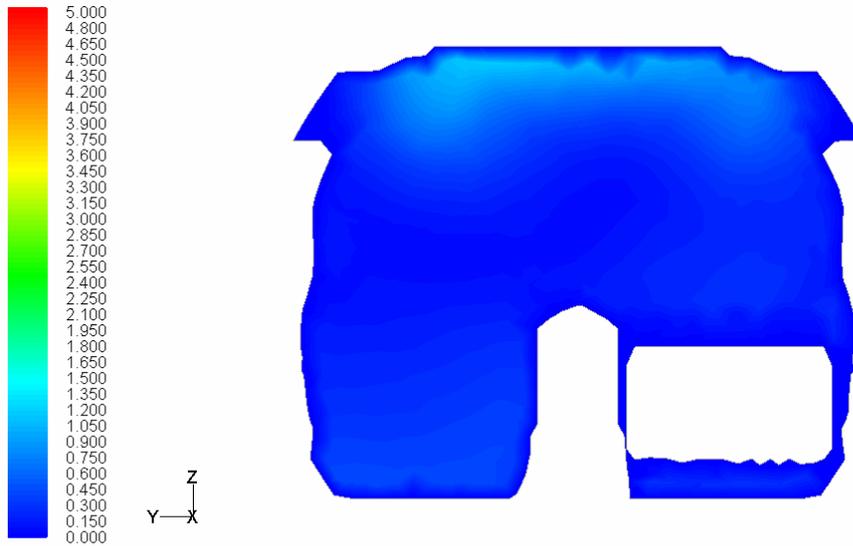
Prova A



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

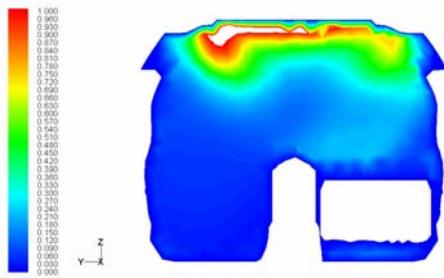
PIANO TRASVERSALE



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

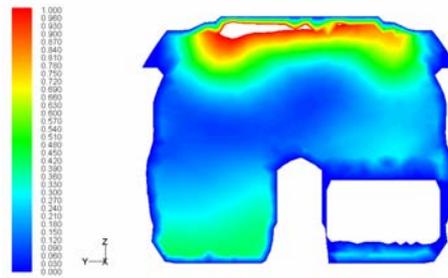
Prova base



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Prova A



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

PIANO GUIDATORE

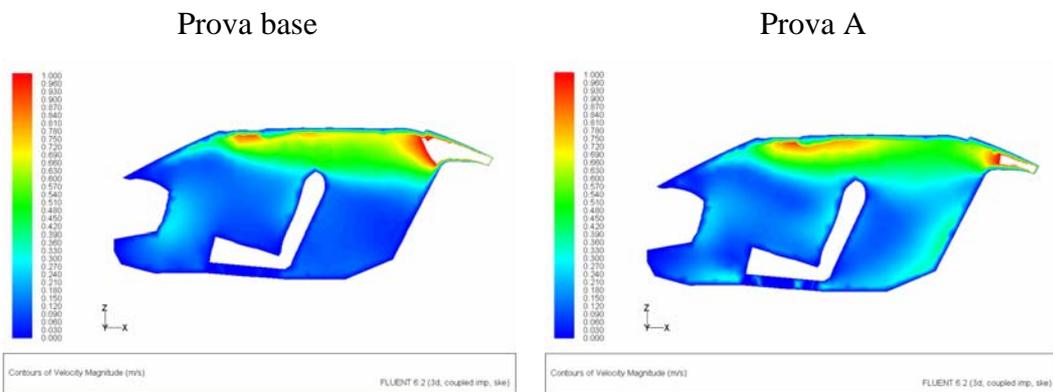
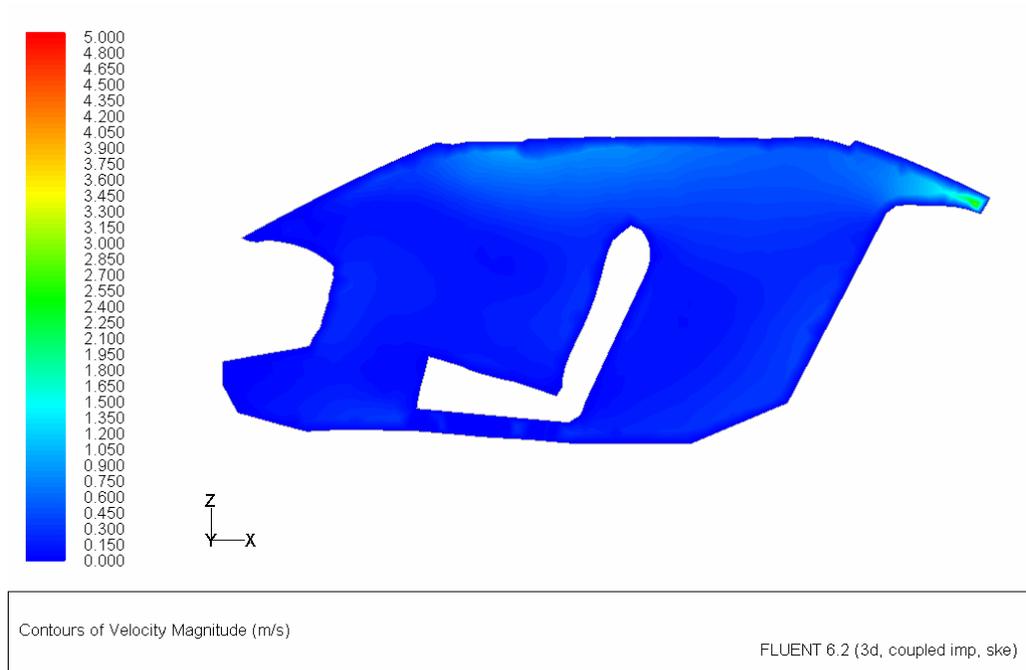
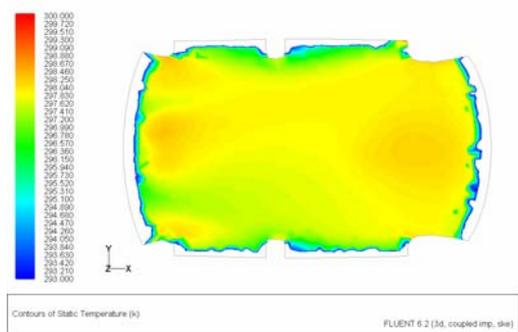
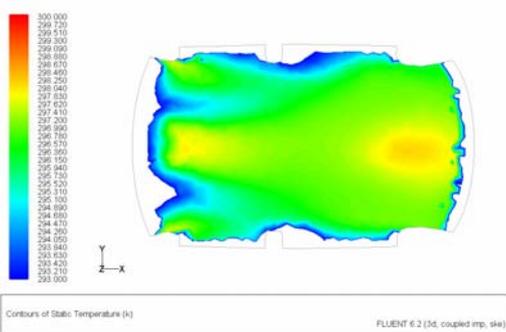
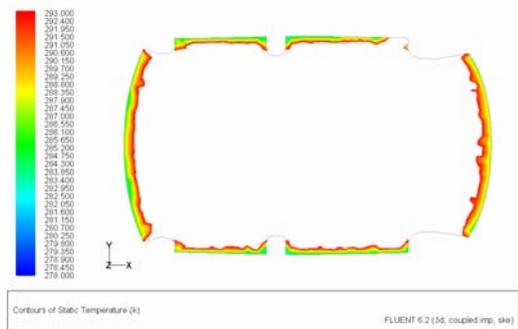
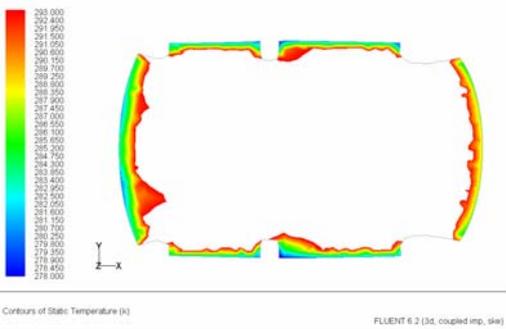
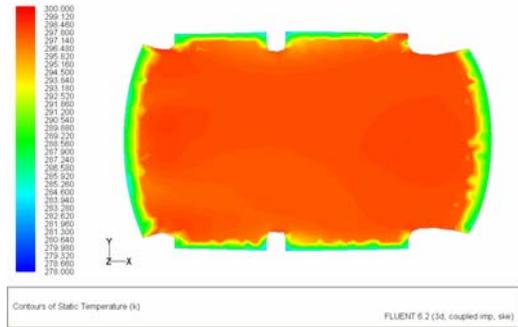
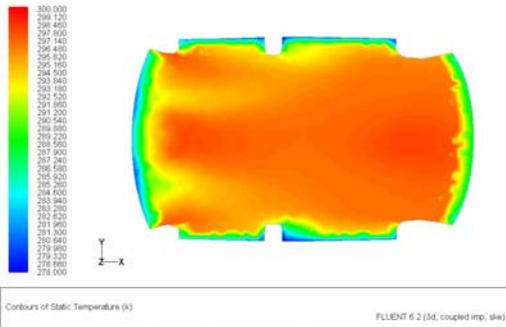


Figura 4.17 – Campo di velocità

Campo di temperatura:
PIANO ORIZZONTALE

Prova base

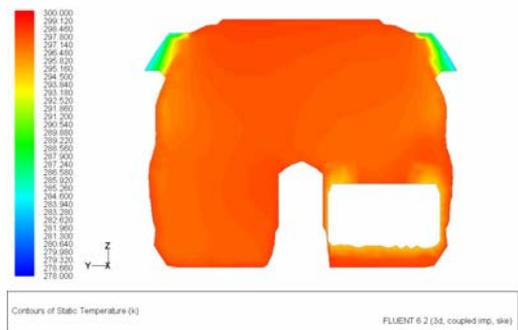
Prova A

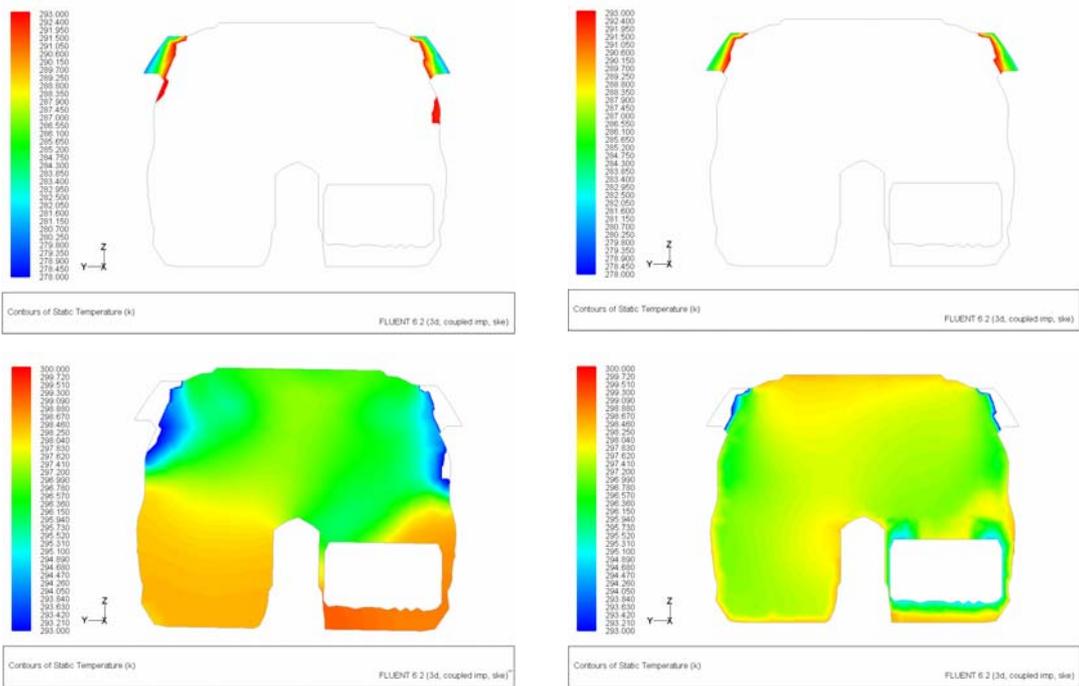


PIANO TRASVERSALE

Prova base

Prova A

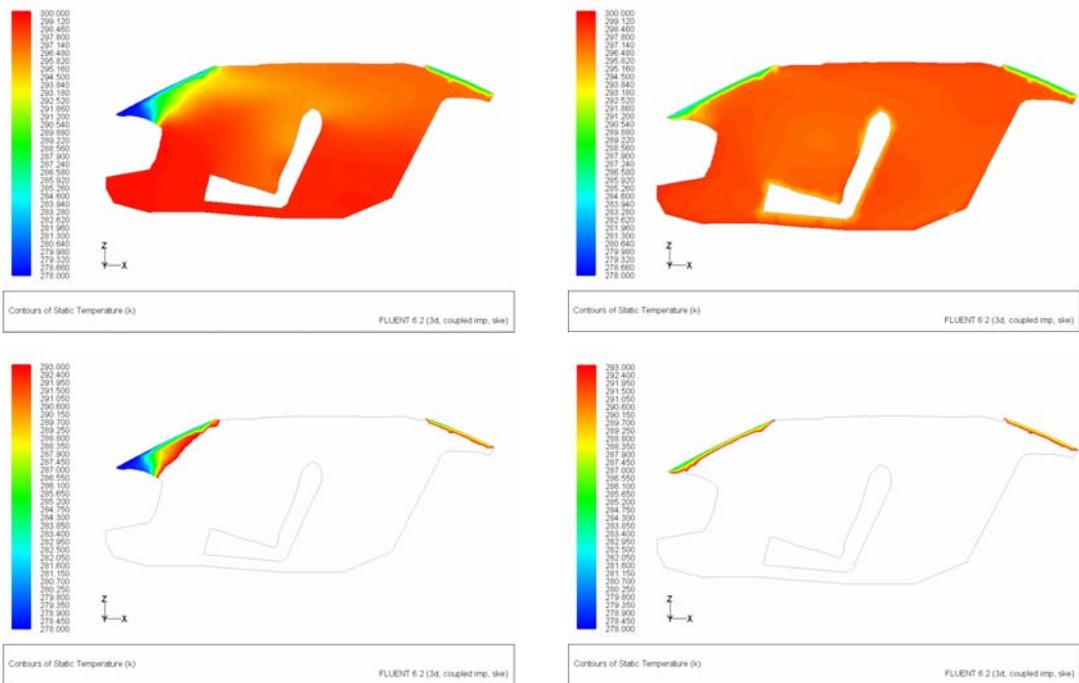




PIANO GUIDATORE

Prova base

Prova A



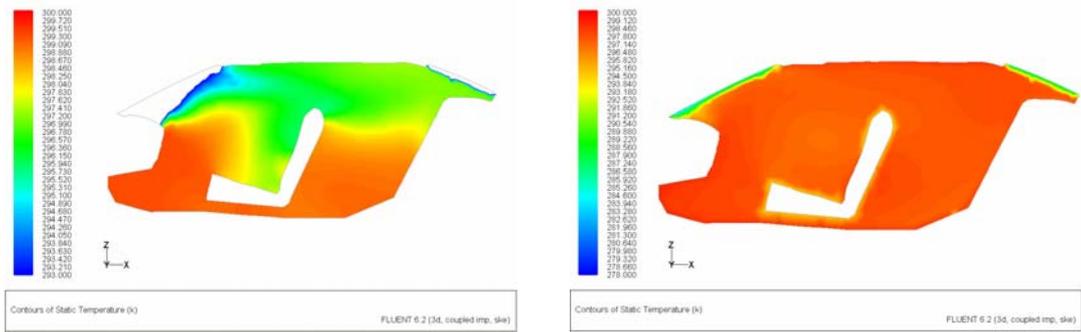
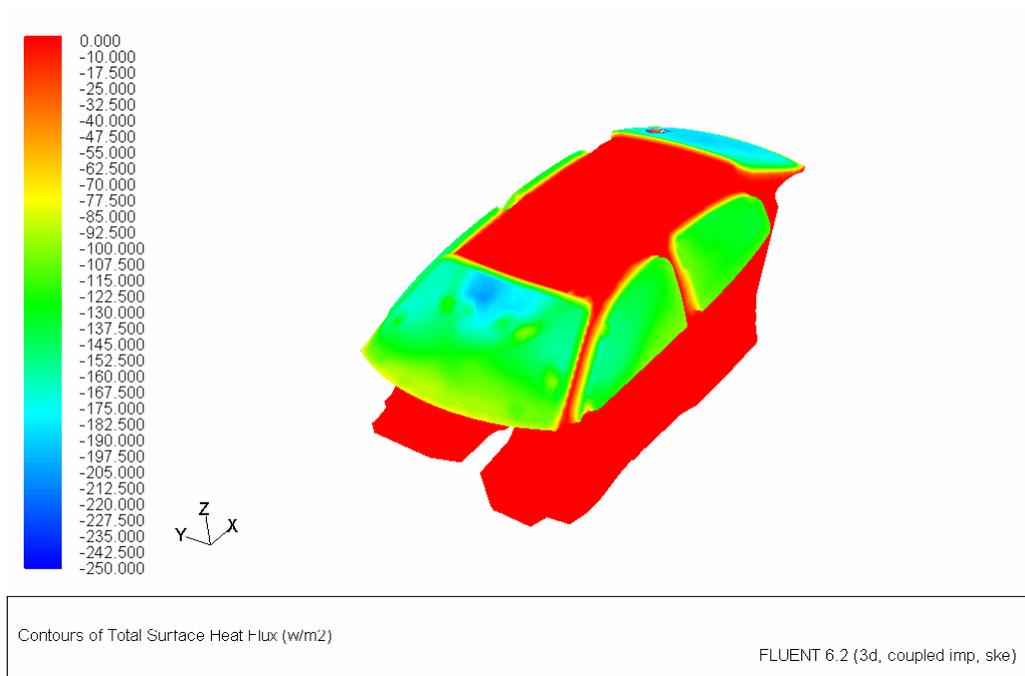


Figura 4.18 – Campo di temperatura statica

Andamento del flusso di calore totale:

Prova A



Prova base

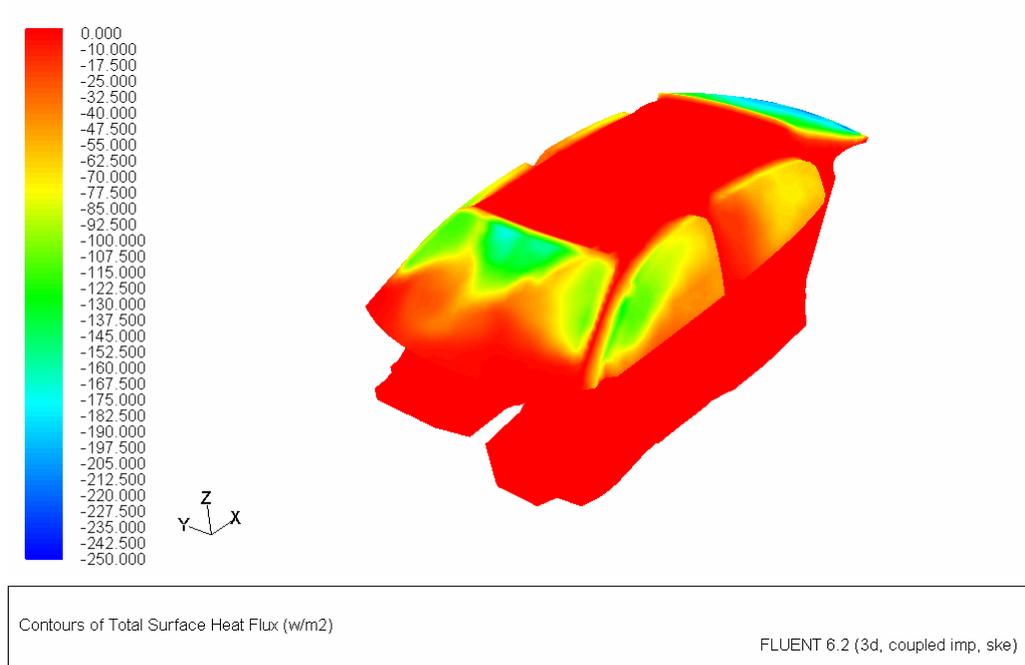
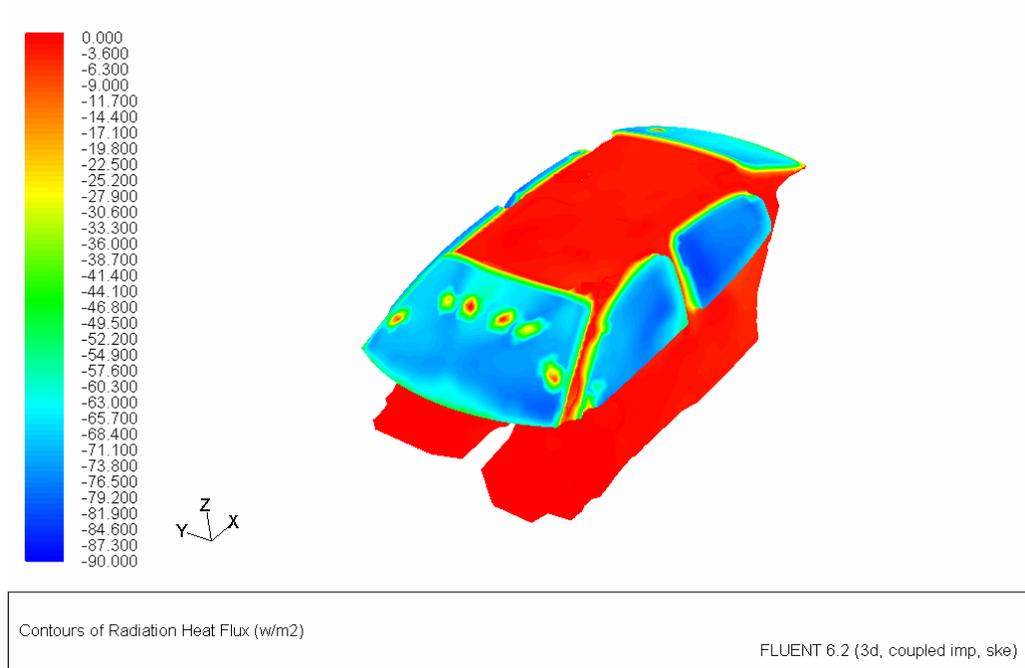


Figura 4.19 – Flusso di calore totale

Andamento del flusso di calore radiante:

Prova A



Prova base

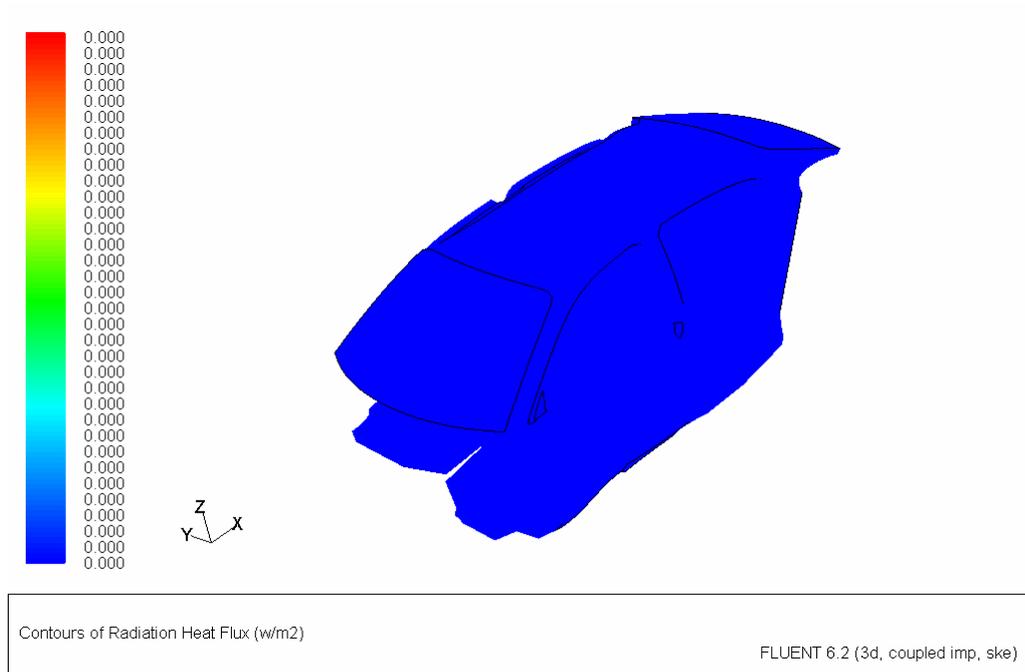


Figura 4.20 – Flusso di calore radiante

Carico solare:

Prova A

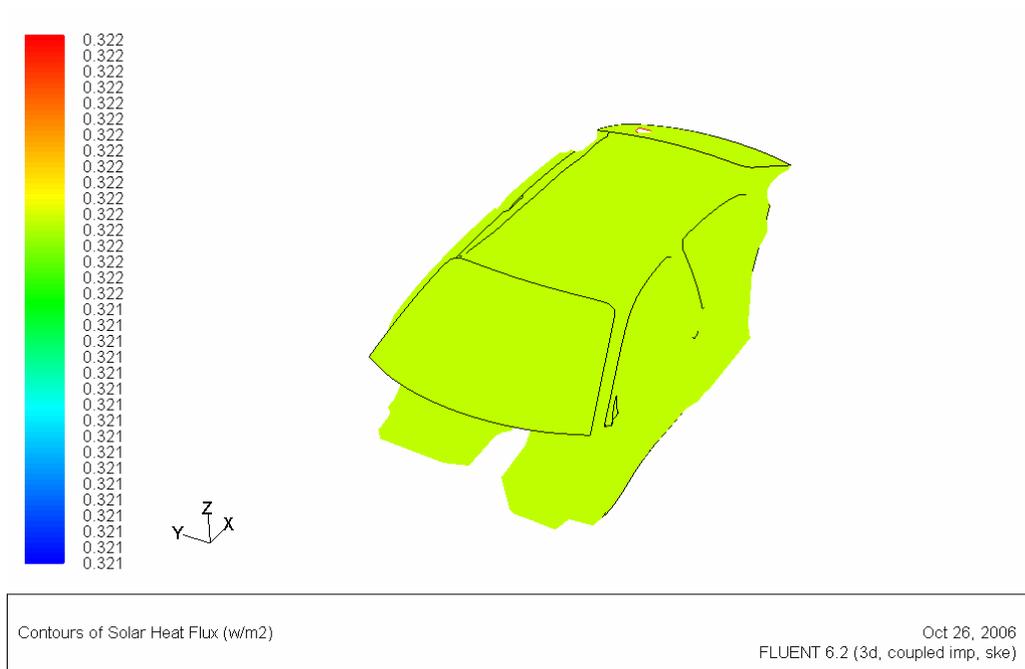


Figura 4.20 – Flusso di calore solare

Analisi dei risultati

Dalle figure 4.18, si nota come l'aggiunta di un modello di irraggiamento ha come effetto una maggiore uniformazione del campo di temperatura all'interno del dominio di calcolo in accordo con quanto ci si aspetterebbe da un'analisi teorica: si è aggiunto, infatti, un ulteriore meccanismo di scambio di scambio termico. Qualitativamente la distribuzione della temperatura è analoga alla prova in cui si era settata solo la convezione attraverso i finestrini, quantitativamente si è in presenza di temperature più alte poiché in questa prova si è aggiunto un modello che simulasse il carico solare ("Solar ray tracing"); l'effetto di questo "solar load model" è quello di introdurre una fonte di calore aggiuntiva nell'equazione dell'energia risolta dal solutore.

A riprova di quanto detto basta osservare la figura 4.19 rappresentante il flusso di calore totale attraverso le superfici del dominio; si nota come in questa prova il flusso attraverso i finestrini è maggiore rispetto al caso di sola convezione mentre l'abitacolo in entrambe le prove è stato imposto essere adiabatico.

Dall'analisi della prova si può ottenere anche una stima del flusso di calore radiante e del carico solare che nella prova precedente erano, coerentemente con le impostazioni di settaggio, nulli. Il DTRM modella un flusso di calore costante in tutto il dominio, mettendo in discussione l'attendibilità del modello.

Confronto variazione coefficiente di assorbimento

Sono state eseguite delle prove al fine di valutare gli effetti prodotti nel campo dalla variazione del coefficiente di assorbimento; le due simulazioni in esame sono caratterizzate dalle stesse impostazioni di settaggio dei parametri e delle condizioni al bordo ad eccezione del valore del coefficiente di assorbimento che assume, per ciascuno prova, un valore limite del range di definizione; nella tabella sono riportate le impostazioni del solutore per entrambe le simulazioni.

	Prova B	Prova C	
Modello di turbolenza	k-epsilon	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	ideal gas	-
Modalità solutore	coupled implicito	coupled implicito	-
integrazione equazioni	secondo ordine	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	pressure outlet	-
Condizioni al contorno wall	adiabatico	adiabatico	-
Equazione energia	attiva	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	299	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	attiva	-
Temperatura finestrini	278	278	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	attiva	-
Temperatura sedile	293	293	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	20	W/m^2K
Modello di irraggiamento	DTRM	DTRM	-
Modello del carico solare	Solar ray tracing	Solar ray tracing	-
Coefficiente di assorbimento	0.01 (limite inferiore)	1 (limite superiore)	$1/m$

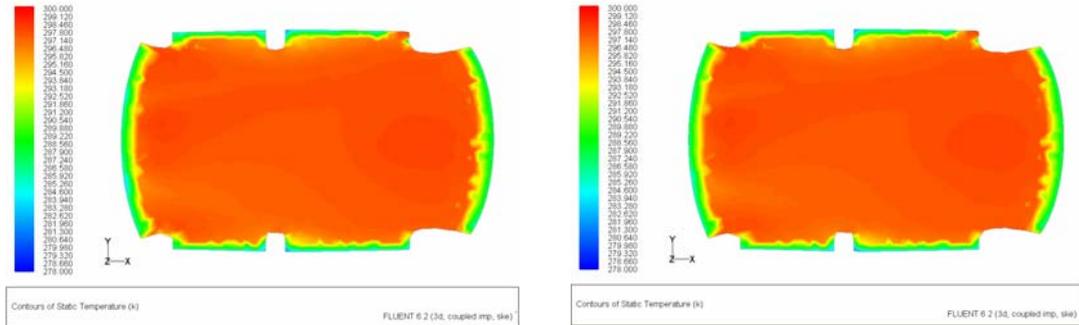
Tabella 4.8 – Impostazioni del solutore

Visualizzazioni

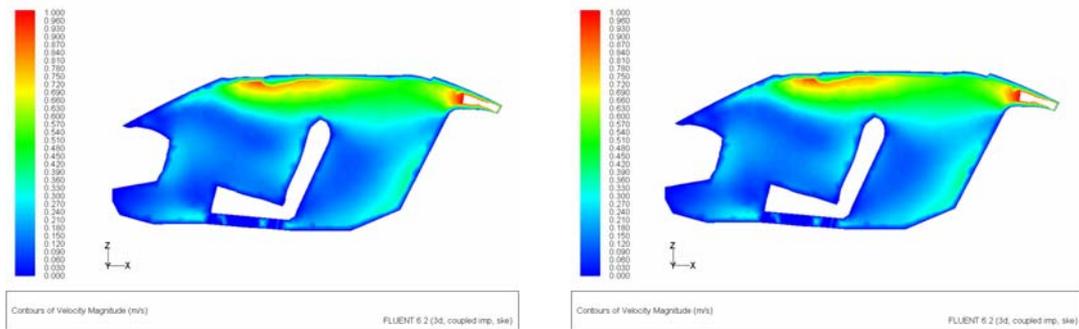
Prova B

Prova C

Campo di temperatura:



Campo di velocità:



Andamento del flusso di calore totale:

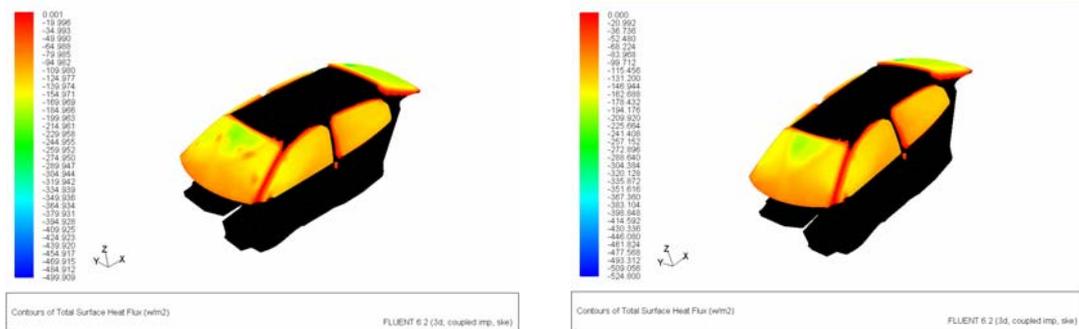


Figura 4.21 – Visualizzazioni

Analisi dei risultati

Dalle visualizzazioni si nota il campo termo-fluidodinamico all'interno del dominio computazionale non risente della variazione del coefficiente di assorbimento; ciò che viene modificato dalla variazione di questo parametro è la

distribuzione quantitativa e non qualitativa del flusso di calore totale attraverso le superfici.

Modello di irraggiamento DO, modello carico solare "solar ray tracing"

Lo scopo della simulazione è di analizzare e stimare gli effetti nel campo termo-fluidodinamico dell'irraggiamento modellato col DO e del carico solare simulato col "solar ray tracing", in caso di scambio termico convettivo nullo. Le caratteristiche di settaggio sono riportate in tabella:

Impostazioni	Prova D	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno abitacolo	opaque	-
Condizione al contorno finestrini	semi- trasparente	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	K
Convezione attraverso i finestrini	non attiva	-
Temperatura finestrini	278	K
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	non attiva	-
Temperatura sedile	293	K
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	W/m ² K
Modello di irraggiamento	DO	-

Modello del carico solare	Solar ray Tracing	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Coefficiente di scattering	0	1/m
Indice di rifrazione	1	-
Sunshine factor	1	-
Metodo di irraggiamento solare	Fair Weather Conditions	-

Tabella 4.9 – Impostazioni del solutore

Visualizzazioni

Flusso di calore totale:

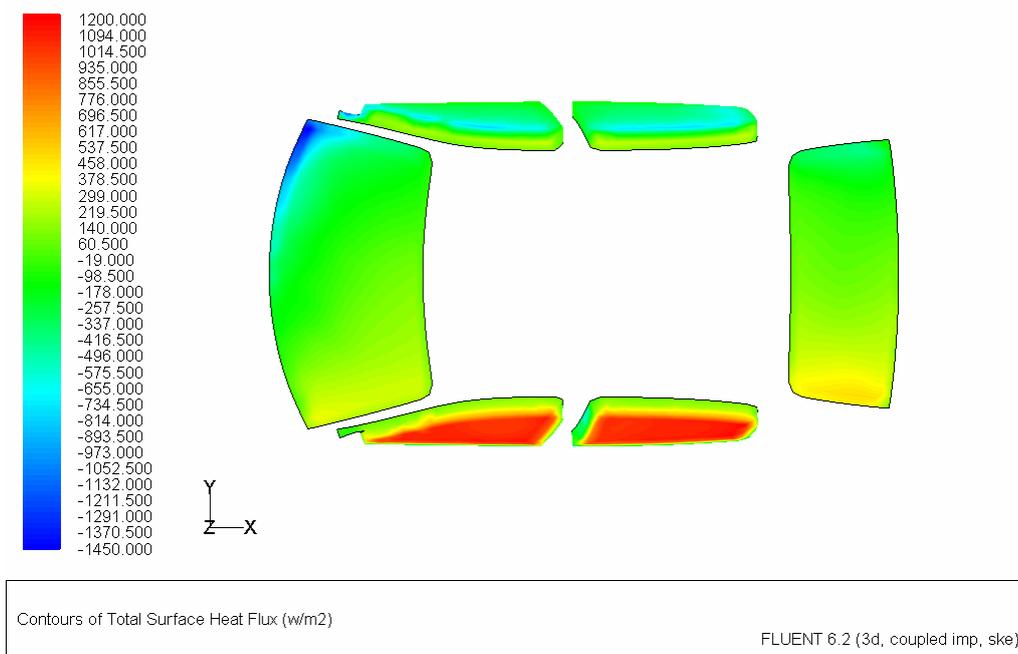


Figura 4.22 – Flusso di calore totale

Flusso di calore radiante:

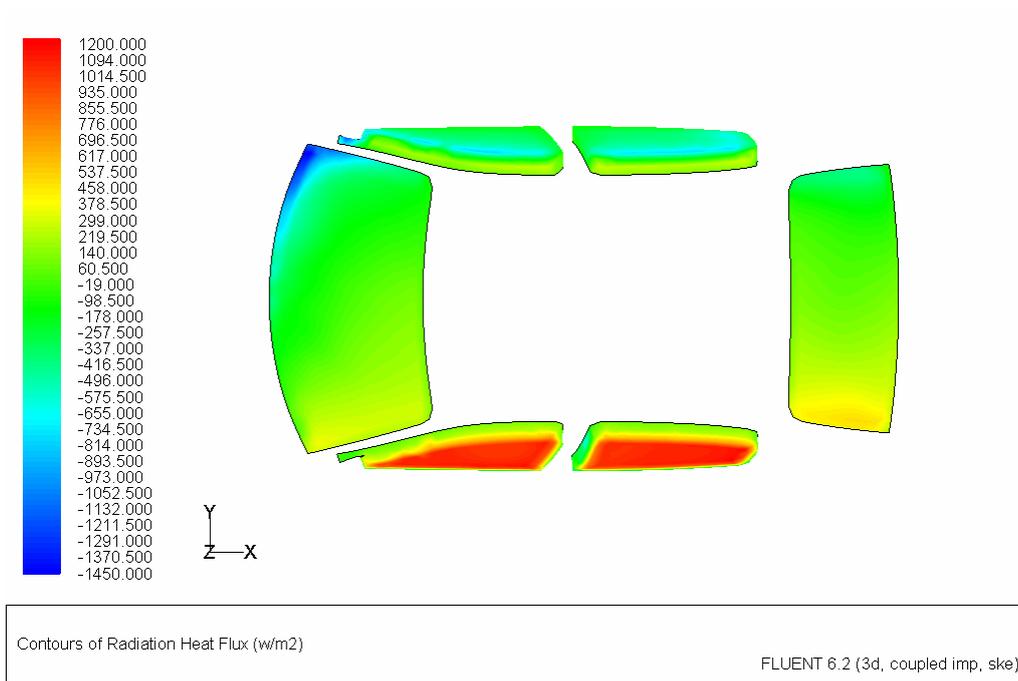


Figura 4.22 – Flusso di calore radiante

Fascio irradiante:

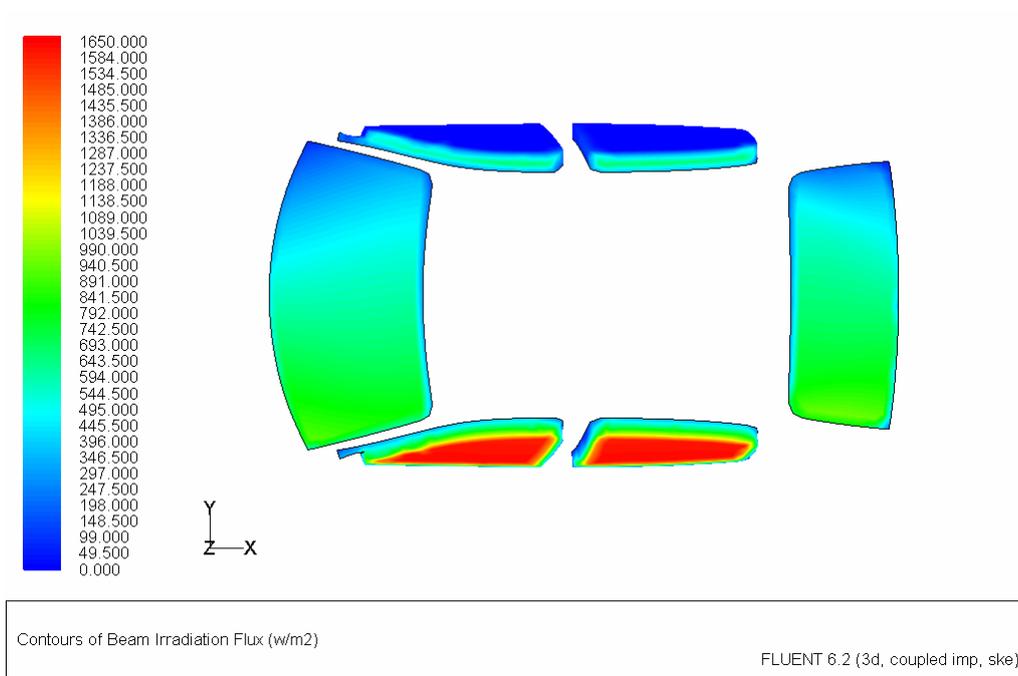
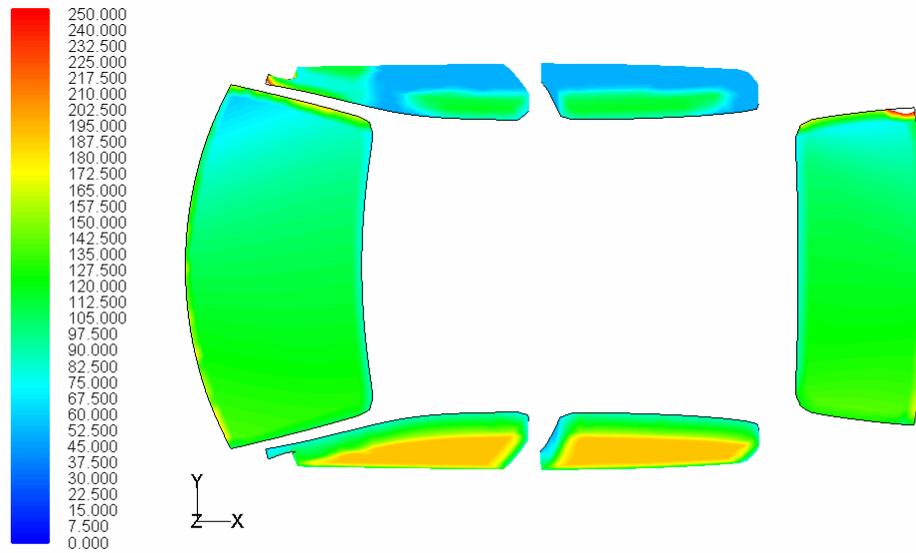
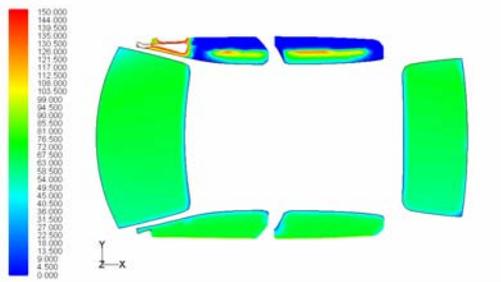


Figura 4.23 – Fascio irradiante

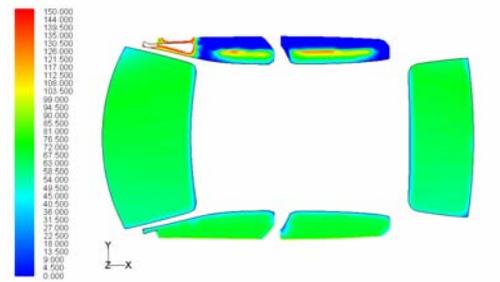
Flusso di calore solare:



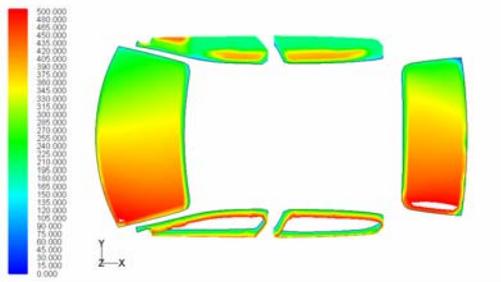
Contours of Solar Heat Flux (w/m2) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



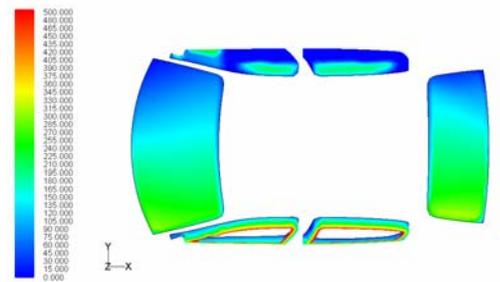
Contours of Reflected Visible Solar Flux (w/m2) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Reflected IR Solar Flux (w/m2) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Transmitted Visible Solar Flux (w/m2) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Transmitted IR Solar Flux (w/m2) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

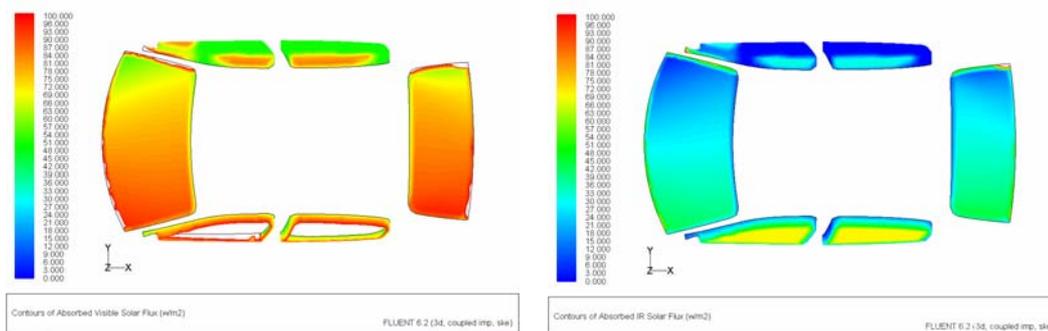


Figura 4.24 – Flusso di calore solare

Analisi dei risultati

Dalle visualizzazioni precedenti si nota come a causa della sola presenza dell'irraggiamento, il flusso di calore totale attraverso le superfici del dominio sia esattamente quello dovuto al flusso radiante generato dal fascio modellato in Fluent per questa simulazione; si nota, infatti, che avendo rappresentato una condizione per la quale il fascio colpisce i finestrini lato guidatore, l'intensità del fascio in termini di energia radiante, di carico solare e di flusso di calore è maggiore nella zona direttamente colpita dal raggio rispetto al restante dominio.

Modello di irraggiamento DO, modello carico solare "DO Irradiation"

Lo scopo della simulazione è di analizzare e stimare gli effetti nel campo termo-fluidodinamico dell' irraggiamento modellato col "DO radiation model" e del carico solare simulato col "DO Irradiation" , in caso di scambio termico convettivo nullo. Le caratteristiche di settaggio sono riportate in tabella:

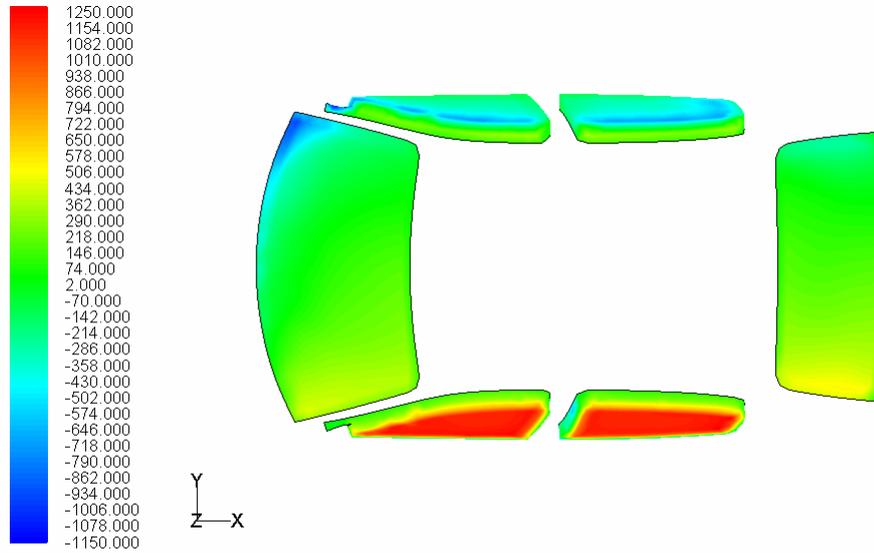
Impostazioni	Prova E	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-

Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno abitacolo	opaque	-
Condizione al contorno finestrini	semi- trasparente	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	K
Convezione attraverso i finestrini	non attiva	-
Temperatura finestrini	278	K
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	non attiva	-
Temperatura sedile	293	K
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	$W/m^2 K$
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	DO irradiation	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Coefficiente di scattering	0	1/m
Indice di rifrazione	1	-
Sunshine factor	1	-
Metodo di irraggiamento solare	Fair Weather Conditions	-

Tabella 4.10 – Impostazioni del solutore

Visualizzazioni

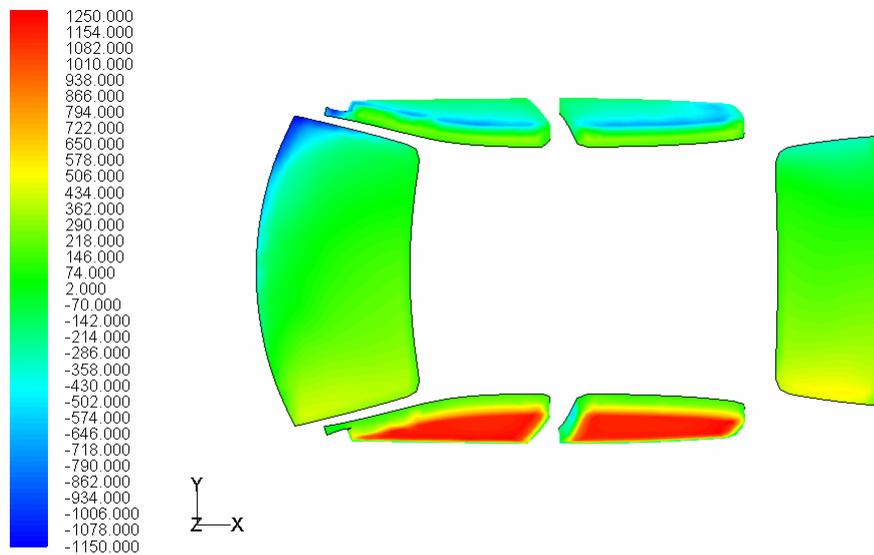
Flusso di calore totale:



Contours of Total Surface Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

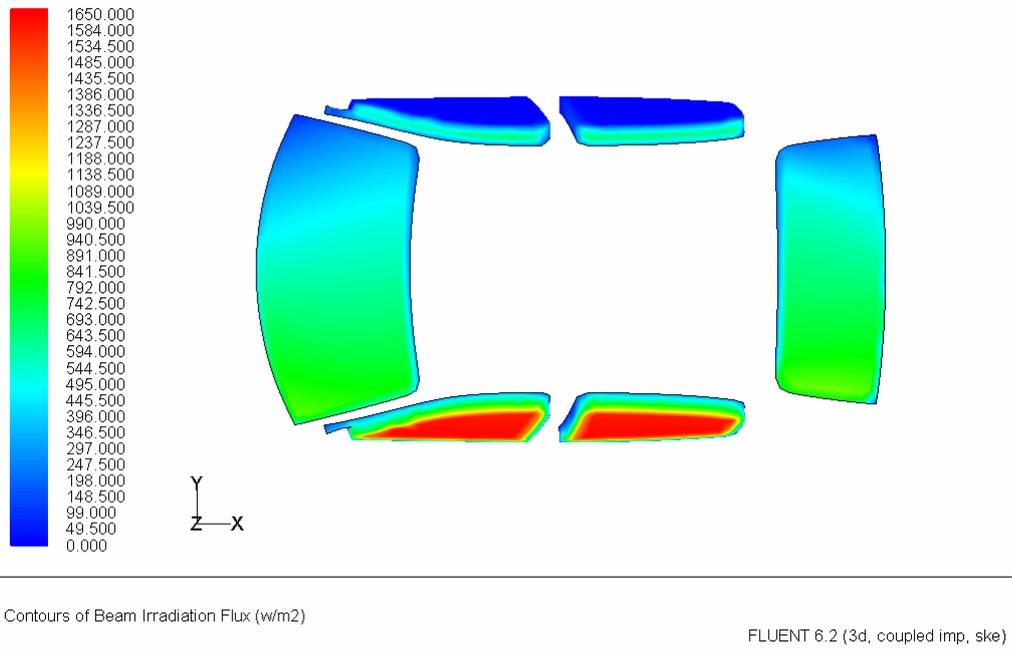
Flusso di calore radiante:



Contours of Radiation Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Fascio irradiante:



Flusso di calore radiante trasmesso:

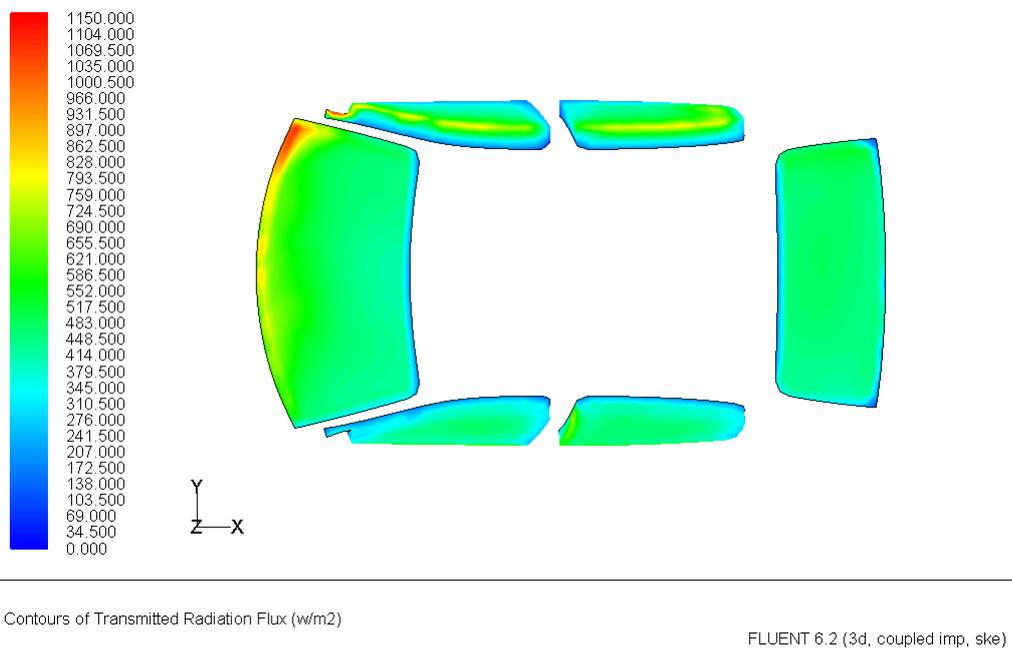


Figura 4.25 - Visualizzazioni

Analisi dei risultati

Dall'analisi delle visualizzazioni si evince, come nel caso precedente in cui il carico solare è modellato col "Solar ray tracing", che il flusso di calore in assenza dello scambio termico convettivo è, sia in termini qualitativi che quantitativi, esattamente il flusso dovuto all'irraggiamento; essendo il fascio radiante modellato in maniera tale da simulare che questo colpisce i finestrini lato guidatore, si può constatare che l'intensità del flusso di calore è maggiore in corrispondenza di questa zona.

Analizzando la distribuzione del flusso di calore radiante trasmesso all'interno del dominio computazionale, si nota come la sua intensità sia pari alla parte negativa del flusso di calore radiante totale attraverso i finestrini, quella, in pratica, che entra nell'abitacolo.

Modello di irraggiamento DO radiation model con "Solar ray tracing" e convezione

La simulazione riportata di seguito ha lo scopo di visualizzare le modifiche del campo termo-fluidodinamico all'interno del dominio di calcolo dovute all'ottimizzazione delle condizioni al contorno e alla modellizzazione dello scambio termico per irraggiamento inglobante gli effetti del carico solare; la prova è caratterizzata dalle seguenti impostazioni:

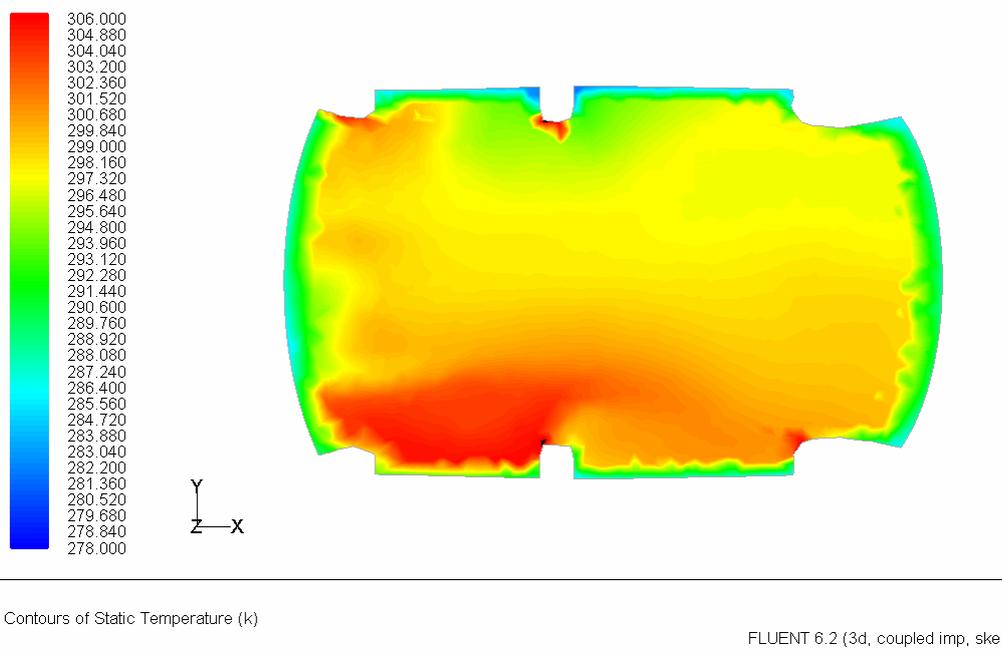
Impostazioni	Prova L	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno finestrini	semi-trasparent	-
Condizione al contorno abitacolo	opaque	-
Equazione energia	attiva	-

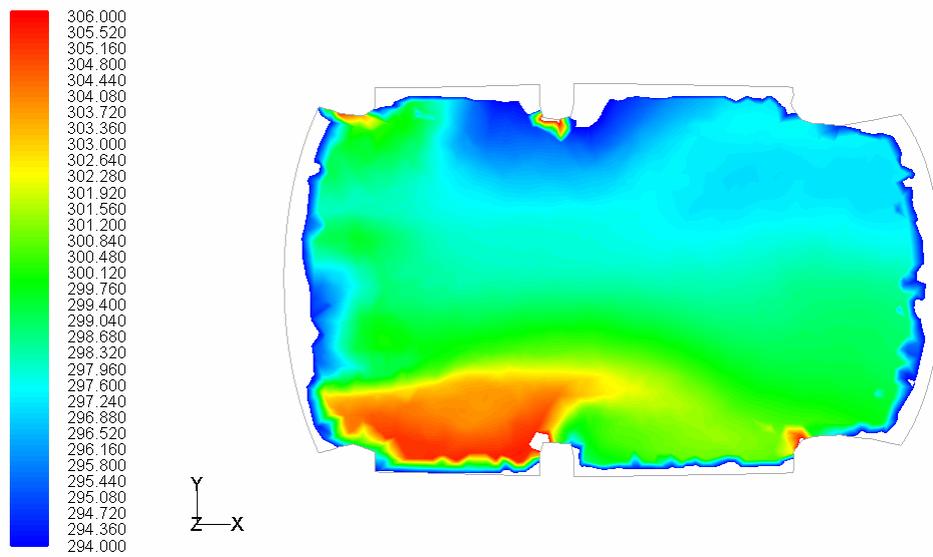
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	K
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	K
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	K
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	W/m^2K
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	Solar ray tracing	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m

Tabella 4.11 – Impostazioni del solutore

Visualizzazioni

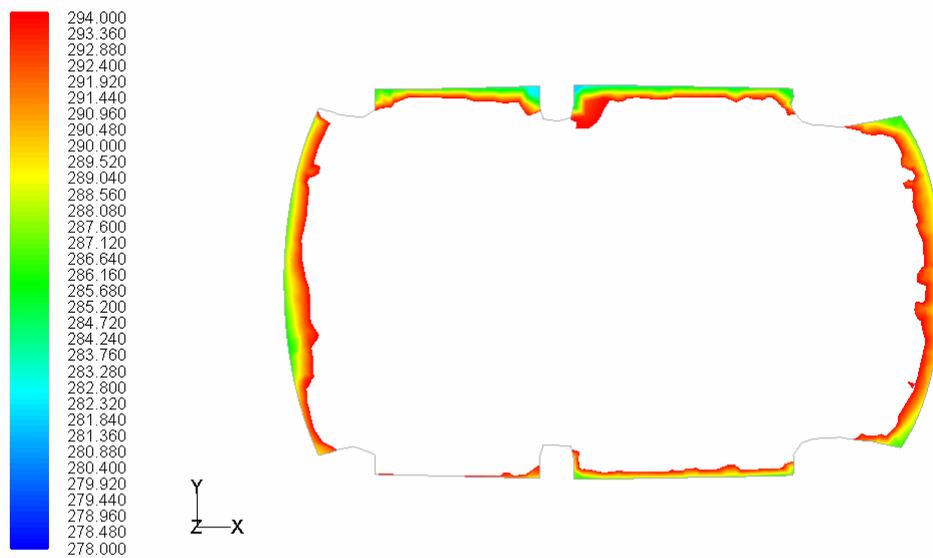
Campo di temperatura:





Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

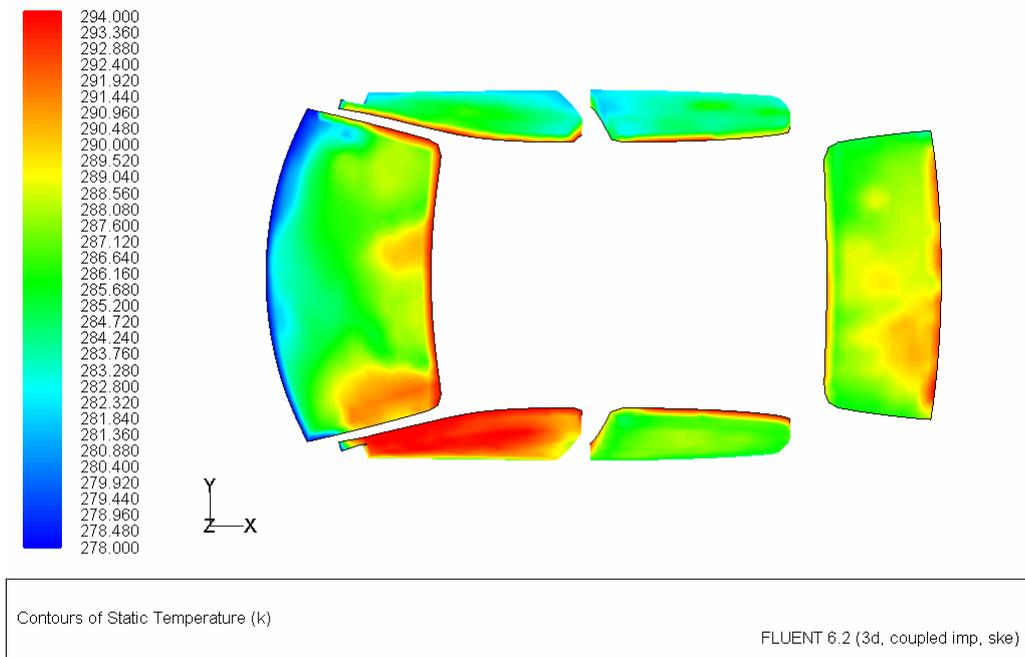


Figura 4. 26 – Campo di temperatura statica

Flusso totale di calore:

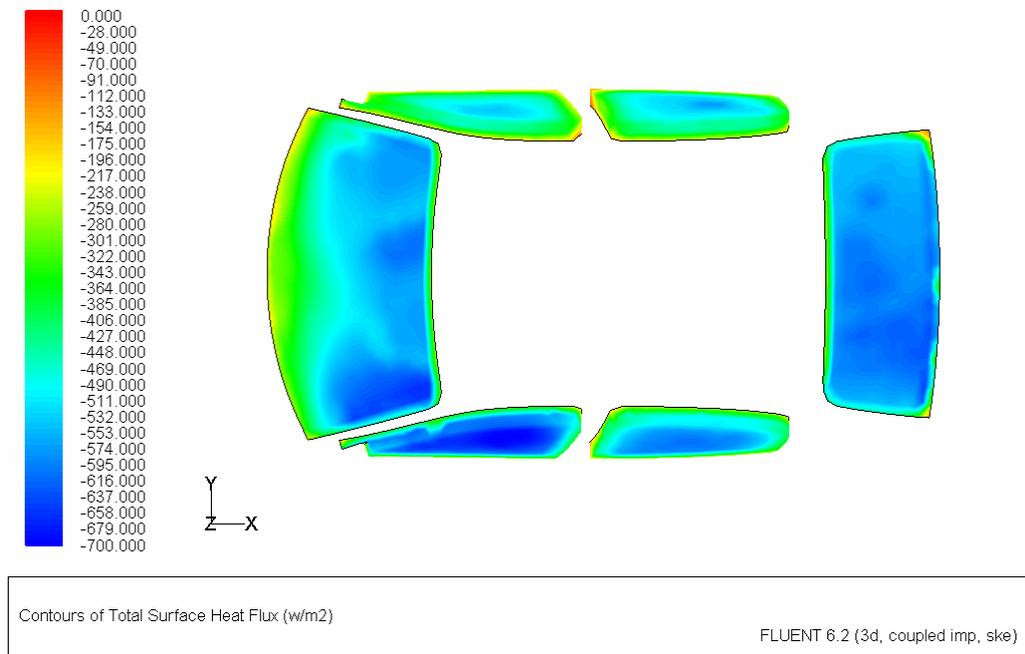


Figura 4.27 – Flusso di calore totale

Flusso di calore radiante:

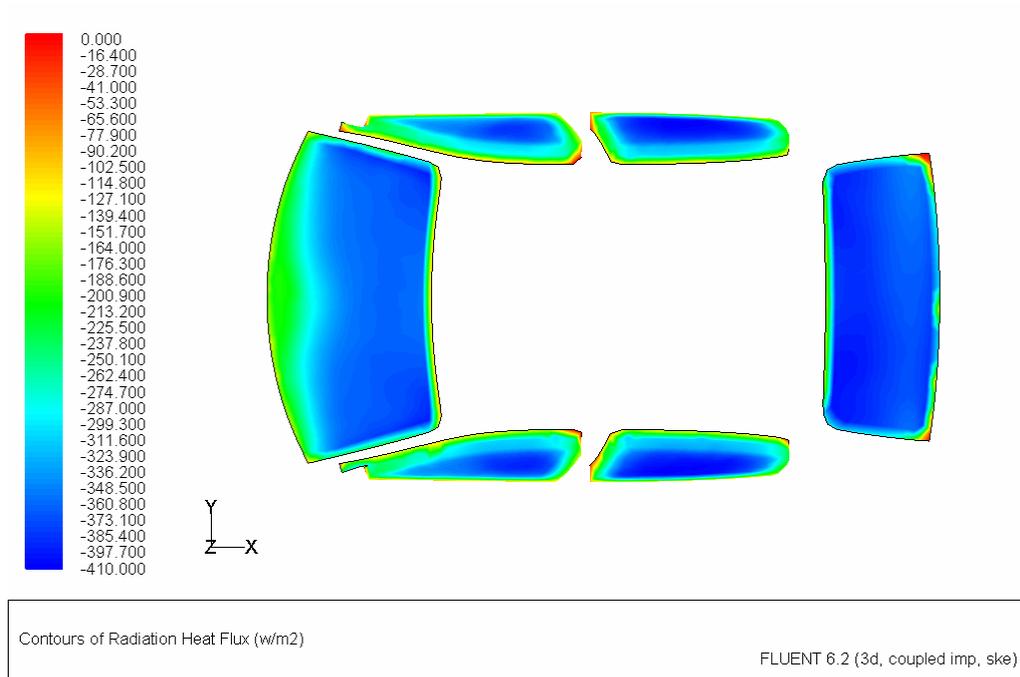


Figura 4.28 – Flusso di calore radiante

Flusso di calore radiante trasmesso:

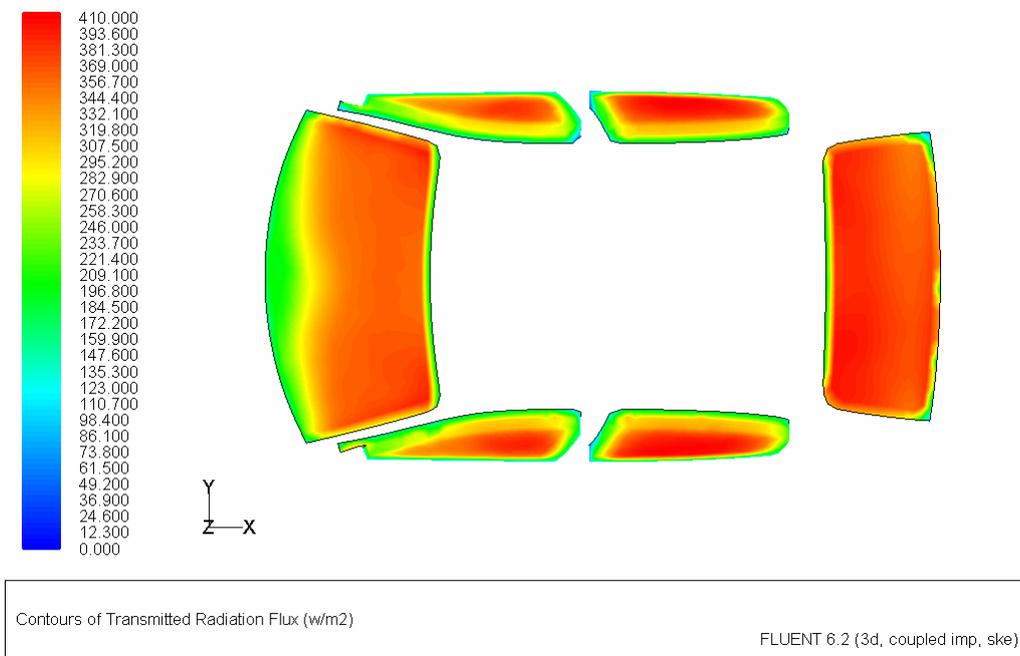


Figura 4.29 – Flusso di calore radiante trasmesso

Flusso di calore solare:

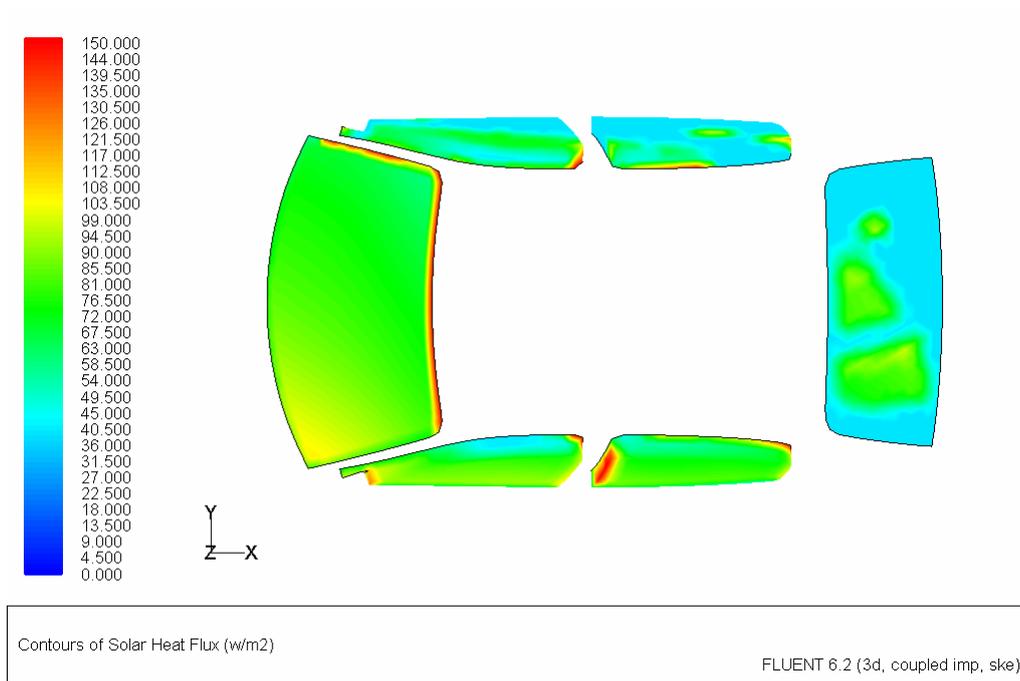


Figura 4.30 – Flusso di calore solare

Analisi dei risultati

Dalle immagini mostranti la distribuzione del campo di temperatura, si nota che, sebbene l'effetto congiunto dei meccanismi di scambio termico convettivo e irradiante sia quello di dissolvere i gradienti uniformando il campo di temperatura, si ha un aumento complessivo della temperatura all'interno dell'abitacolo rispetto alla temperatura imposta al flusso in uscita dalle bocchette dovuto alla simulazione di una radiazione solare incidente ed in particolare si ha un innalzamento locale della temperatura in corrispondenza della zona colpita direttamente dal fascio solare.

Analizzando il flusso totale di calore attraverso le superfici si nota una dissimetria nella sua distribuzione ed in particolare è evidente una maggiore intensità del flusso in corrispondenza della zona colpita dal sole; la rappresentazione del flusso di calore radiante mostra invece una perfetta specularità rispetto al piano di mezzzeria dell'abitacolo. Ciò in accordo con la teoria del modello di "solar load" utilizzato: il solutore, infatti, risolve l'equazione dell'energia aggiungendo il carico solare come sorgente di calore e risolve separatamente l'equazione del DO model.

Modello di irraggiamento DO radiation model con “DO Irradiation model” e convezione

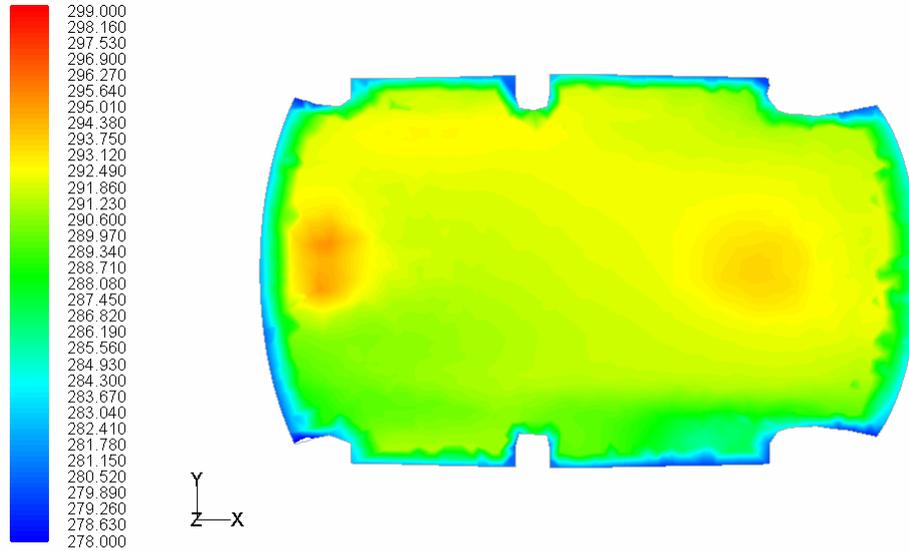
Analogamente alla prova col “solar ray tracing”, questa simulazione ha lo scopo di visualizzare le modifiche del campo termo-fluidodinamico all’interno del dominio di calcolo dovute alla modellizzazione del carico solare utilizzando il “DO irradiation”. La prova è caratterizzata dalle seguenti impostazioni:

Impostazioni	Prova I	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	coupled implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno finestrini	semi-trasparent	-
Condizione al contorno abitacolo	opaque	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall’inlet	299	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK
Coefficiente di convezione	20	W/m^2K
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	DO irradiation	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Luogo/Data	Roma/21 Dicembre	-

Tabella 4.12 – Impostazioni del solutore

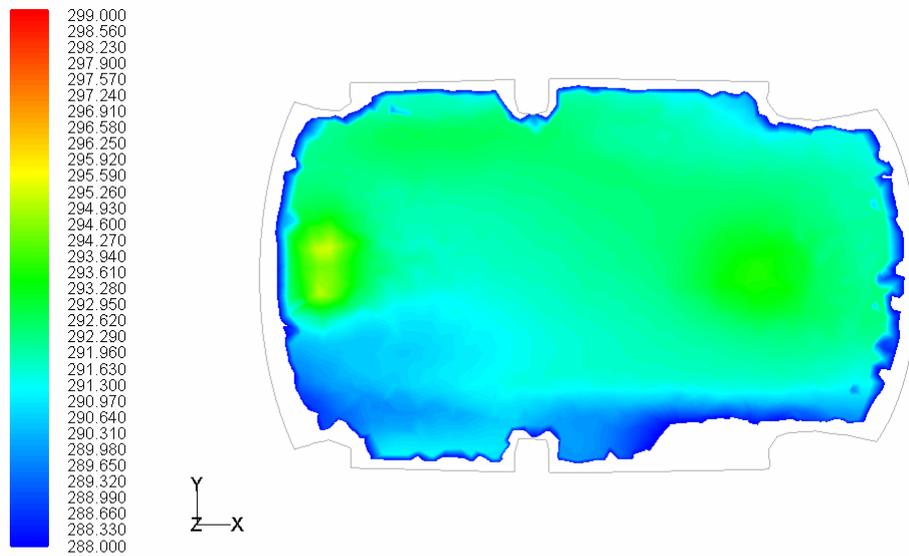
Visualizzazioni

Campo di temperatura:



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

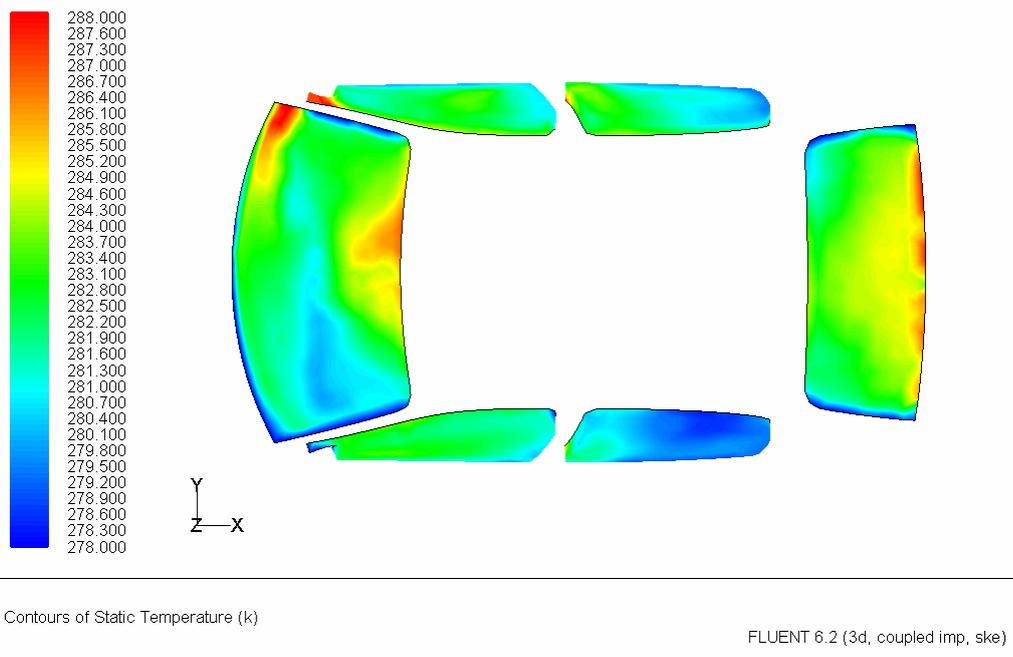
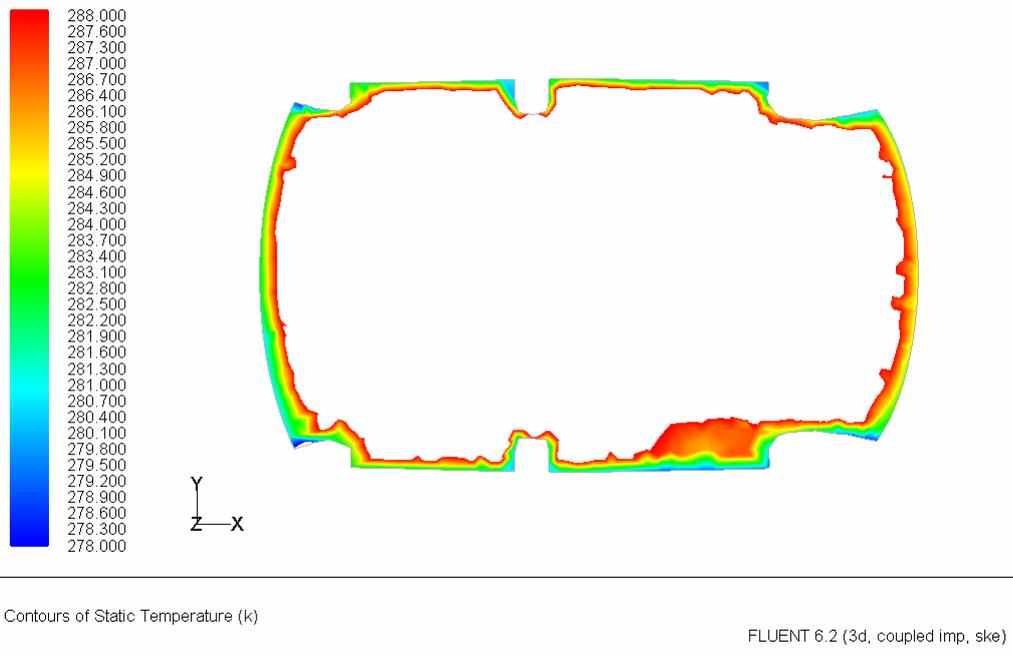


Figura 4.31 – Campo di temperatura statica

Flusso totale di calore:

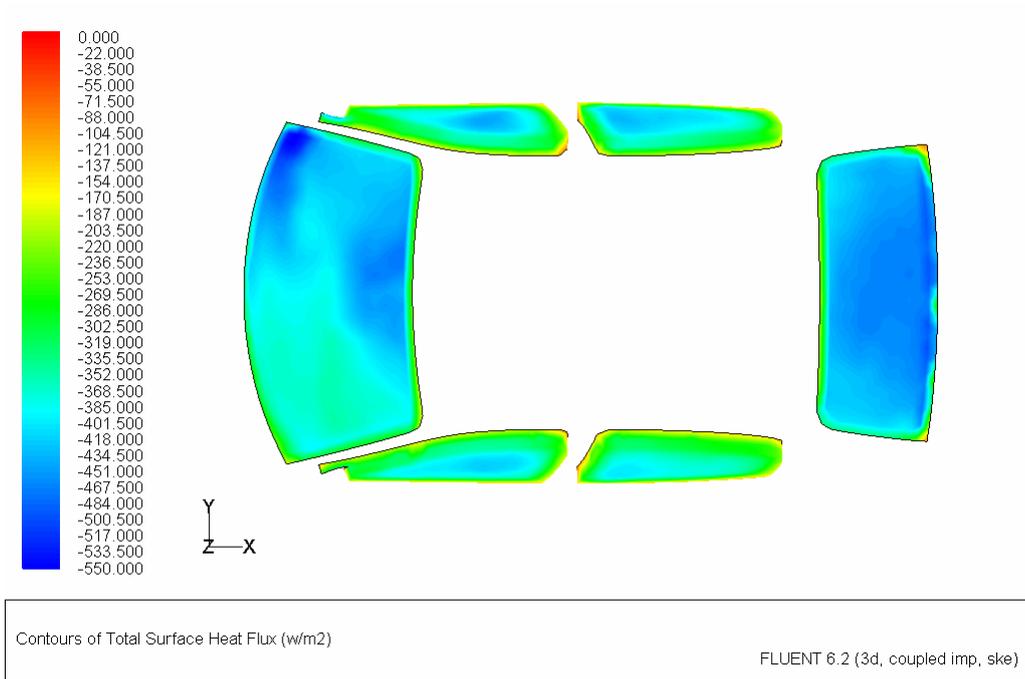


Figura 4.32 – Flusso di calore totale

Flusso di calore radiante:

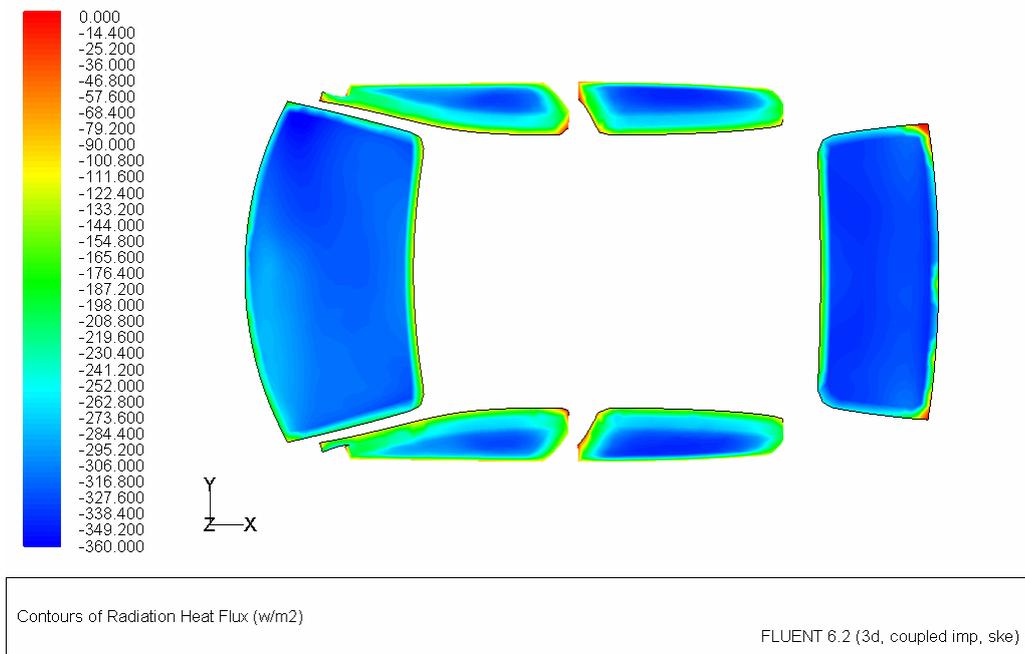


Figura 4.33 – Flusso di calore radiante

Analisi dei risultati

Dall'analisi delle visualizzazioni, si evince che la contemporaneità del verificarsi dello scambio termico convettivo e radiante diffonde i gradienti e tende ad uniformare la distribuzione della temperatura all'interno del dominio; si nota che, rispetto alla prova in cui si è utilizzato come modello di carico solare il "solar ray tracing", nel caso in cui si usi il modello "DO irradiation" il campo di temperatura è limitato al range di temperatura imposto dalle condizioni al bordo, nella fattispecie $T_{out} = T_{fin} = 278 K$ e $T_{in} = T_{bocch} = 299 K$, in perfetta analogia con la teoria del modello: per il "DO irradiation", infatti, gli effetti del carico solare non sono stimati in termini sorgente di calore aggiuntiva nell'equazione dell'energia, ma sono inglobati nella risoluzione della "DO equation". Il fattore che può modificare il campo di temperatura è l'intensità del fascio irradiante la quale, per la data considerata, è nulla.

In virtù di quanto esposto è logico che la distribuzione del flusso di calore totale e del flusso radiante abbiano qualitativamente la stessa distribuzione così come si osserva dalle corrispettive visualizzazioni; quantitativamente l'intensità dei flussi non è la stessa poiché nel flusso di calore totale è inglobato anche il contributo dovuto alla convezione.

Effetto della modifica della data

Con questa prova si vuole analizzare gli effetti prodotti nel campo apportati dal cambiamento della data utilizzata per la stima del carico solare. La simulazione ha come parametri di settaggio quelli mostrati in tabella:

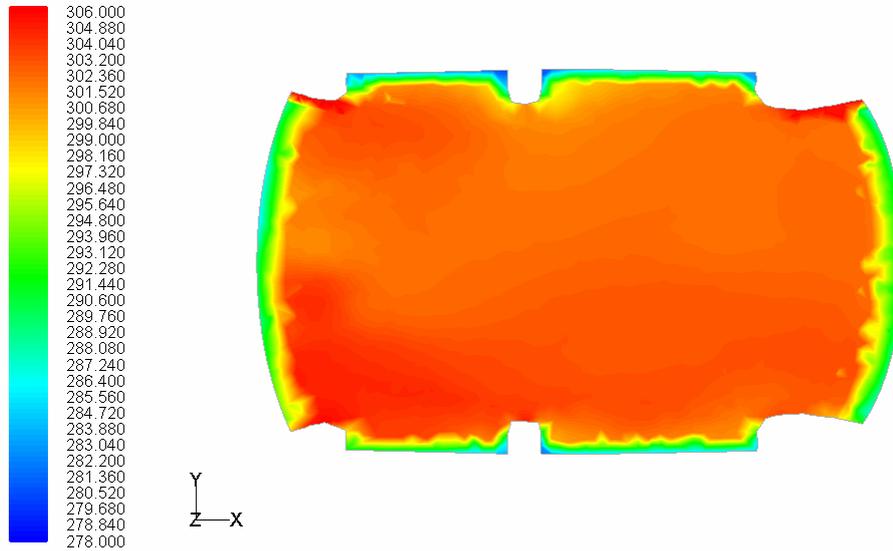
Impostazioni	Prova N	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-

Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno wall: finestrini	semi-trasparent	-
Condizione al contorno wall: abitacolo	opaque	-
Condizione al contorno wall: sedile	opaque	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	299	K
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	K
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	$W / m \cdot K$
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	K
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	$W / m \cdot K$
Coefficiente di convezione	20	$W / m^2 \cdot K$
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	DO irradiation	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Luogo/Data	Roma/15 Agosto	-

Tabella 4.13 – Impostazioni del solutore

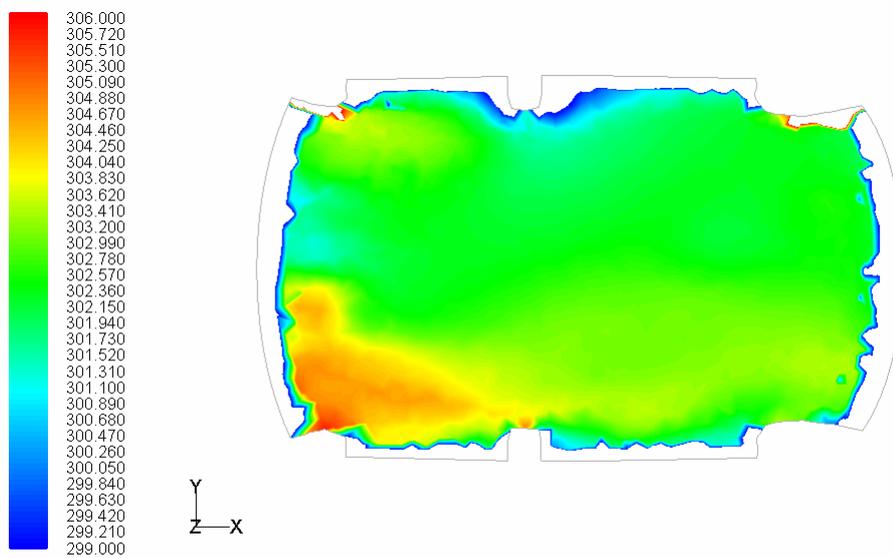
Visualizzazioni

Campo di temperatura:



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

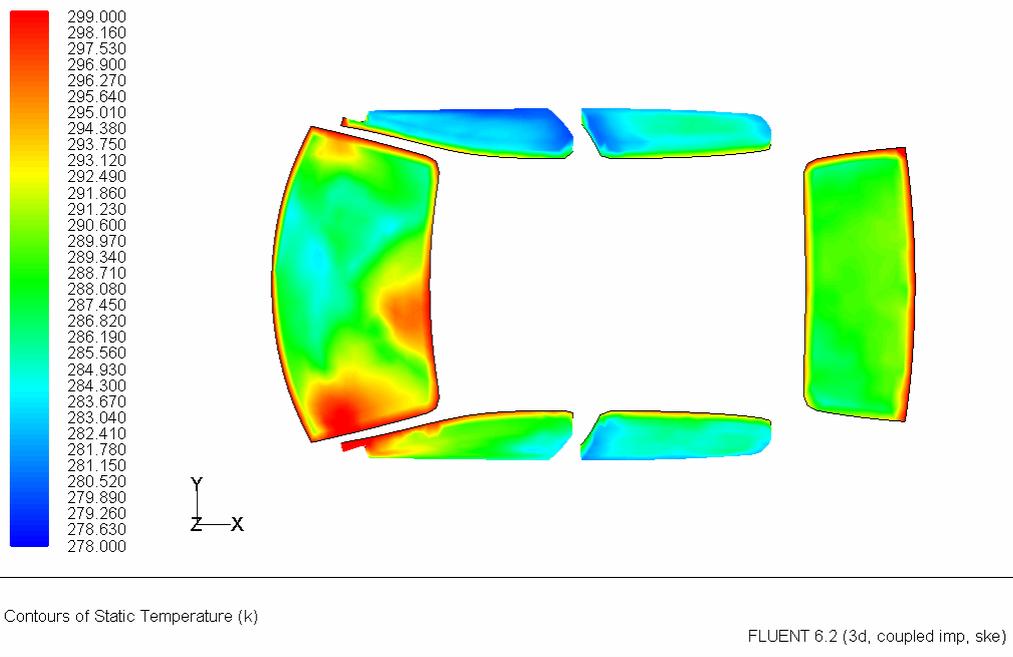
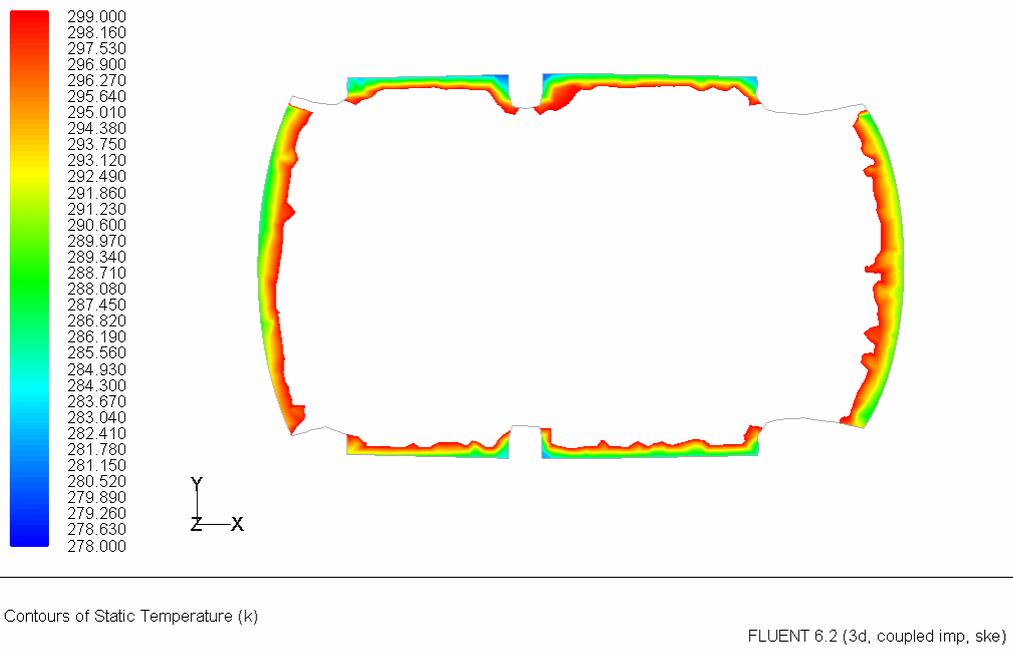


Figura 4.36 – Campo di temperatura statica

Flusso di calore totale:

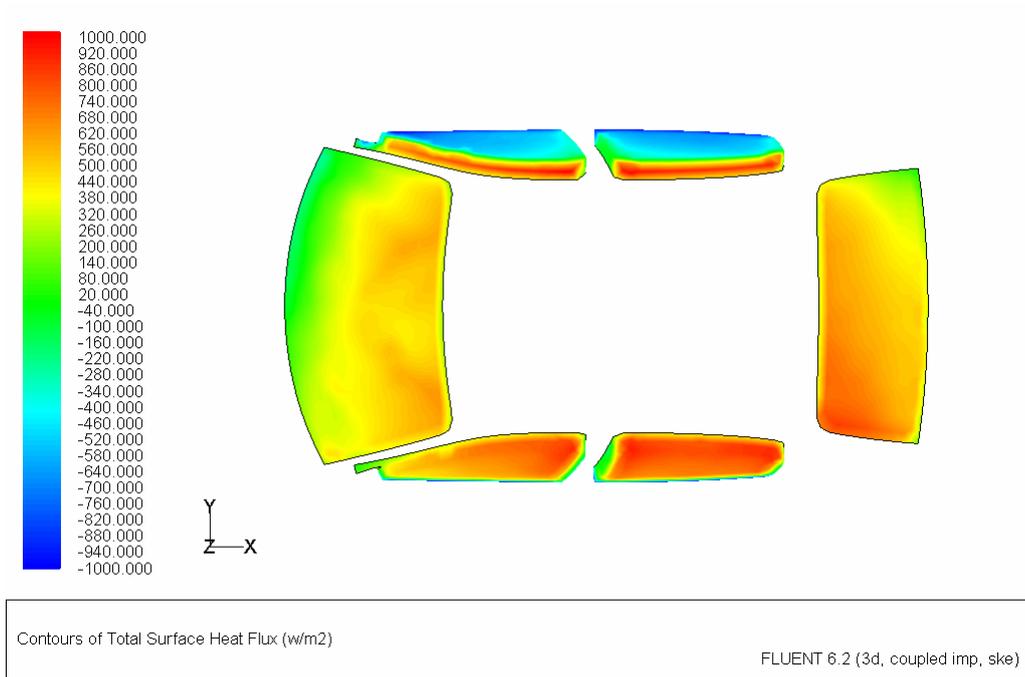


Figura 4.37 – Flusso di calore totale

Flusso di calore radiante:

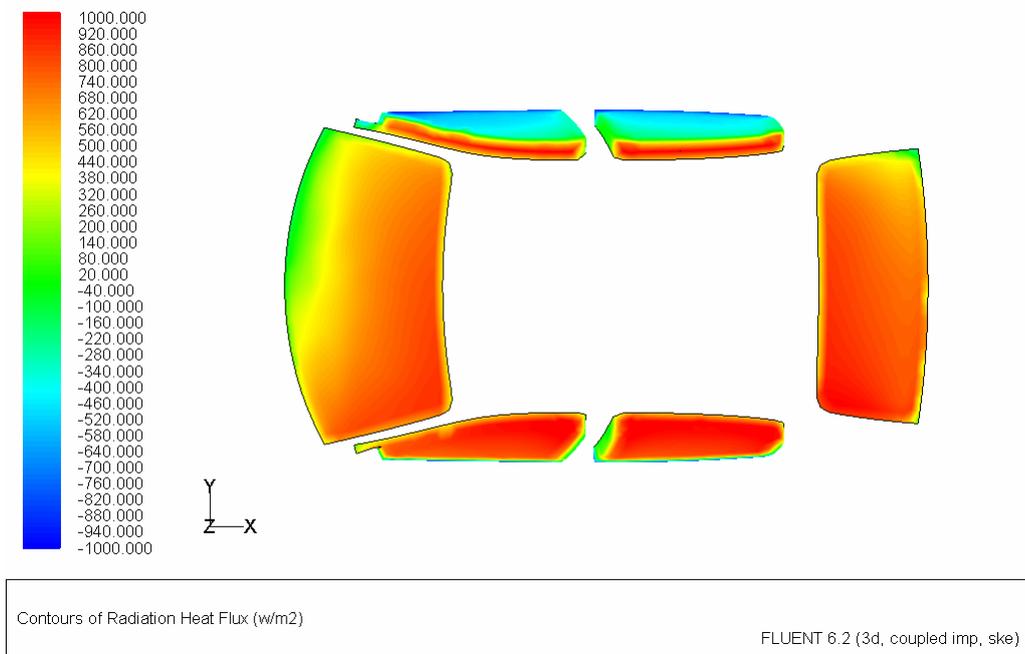


Figura 4.38 – Flusso di calore radiante

Flusso del fascio radiante:

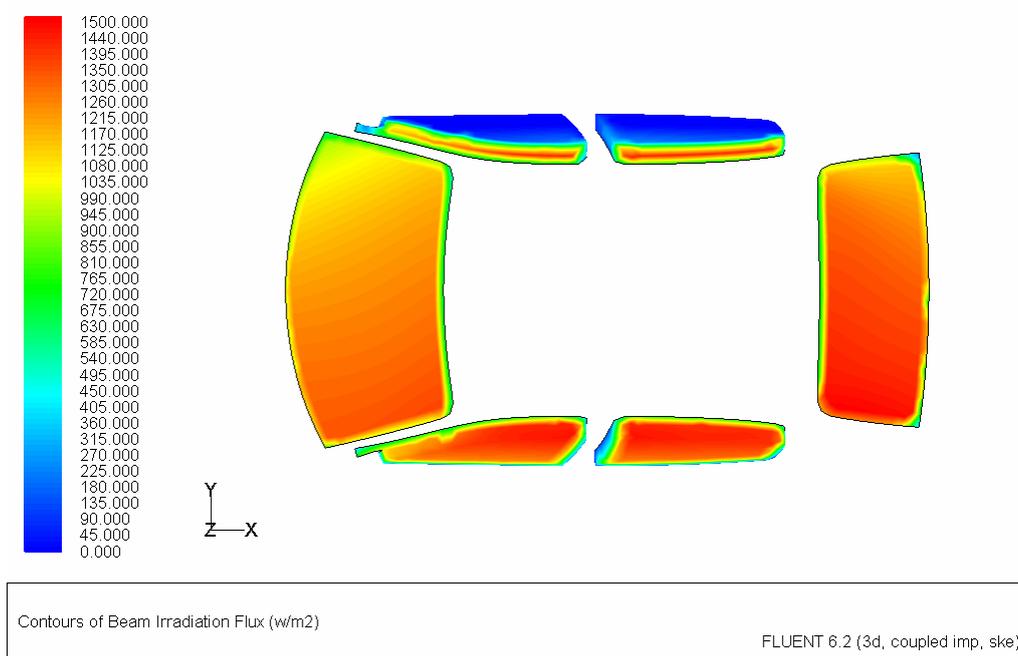


Figura 4.39 – Fascio irradiante

Analisi delle visualizzazioni

Modificando la data in cui si fa eseguire al solutore il calcolo dell'intensità del fascio irradiante, si nota come il valore del flusso sia passato da un valore nullo associato al 21 dicembre ad una distribuzione diversa da zero valutata per il 15 Agosto; in virtù di ciò, anche il campo termodinamico è modificato rispetto al caso precedente: infatti, il valore della temperatura massima raggiunta all'interno dell'abitacolo è maggiore rispetto al valore assegnato al flusso in uscita dalle bocchette. Fisicamente questo fenomeno trova riscontro nella realtà: è come se al meccanismo di riscaldamento dell'abitacolo dovuto alle condizioni di temperatura imposte nelle boundary conditions ($T_{fin} = 278 K, T_{bocch} = 299 K$), si sommasse, attraverso i fenomeni di convezione ed irraggiamento, un ulteriore meccanismo di riscaldamento dovuto al fatto che la temperatura esterna non è quella imposta ai finestrini bensì quella modificata dalla presenza del fascio radiante.

Prova di raffreddamento dell'abitacolo

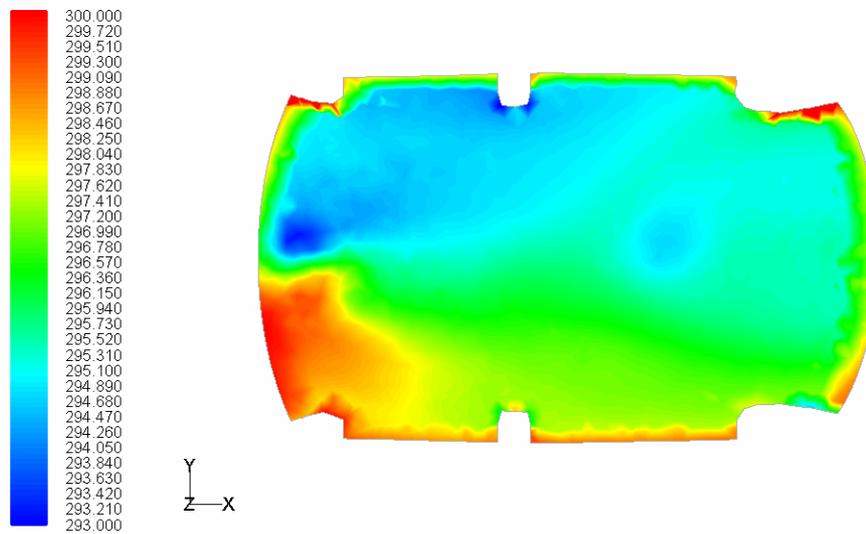
Le prove analizzate fino ad ora hanno avuto come scopo quello di ottimizzare il settaggio della simulazione del riscaldamento in abitacolo; la prova in esame, invece, sfrutta le impostazioni ricavate, modificando l'input di temperatura delle condizioni al bordo, per simulare il raffreddamento dell'abitacolo. Le caratteristiche della prova sono esposte nella tabella sottostante.

Impostazioni	Prova P	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno wall: finestrini	semi-trasparent	-
Condizione al contorno wall: abitacolo	opaque	-
Condizione al contorno wall: sedile	opaque	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall'inlet	288	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	300	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	<i>W / m · K</i>
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	295	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	<i>W / m · K</i>
Coefficiente di convezione	20	<i>W / m² · K</i>
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	DO irradiation	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Luogo/Data	Roma/15 Agosto	-

Tabella 4.14 – Impostazioni del solutore

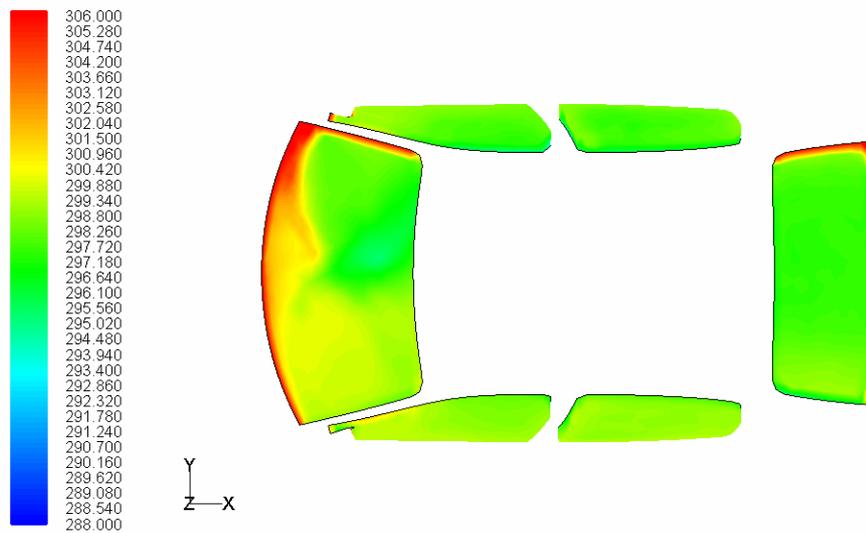
Visualizzazioni

Campo di temperatura:



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Figura 4.40 – Campo di temperatura statica

Flusso di calore totale:

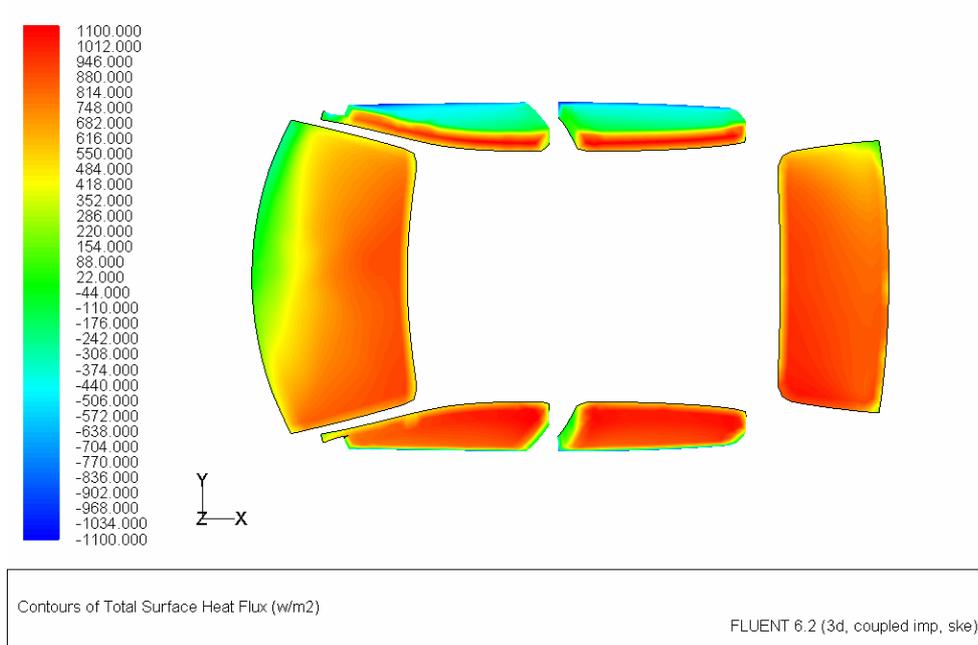


Figura 4.41 – Flusso di calore totale

Flusso di calore radiante:

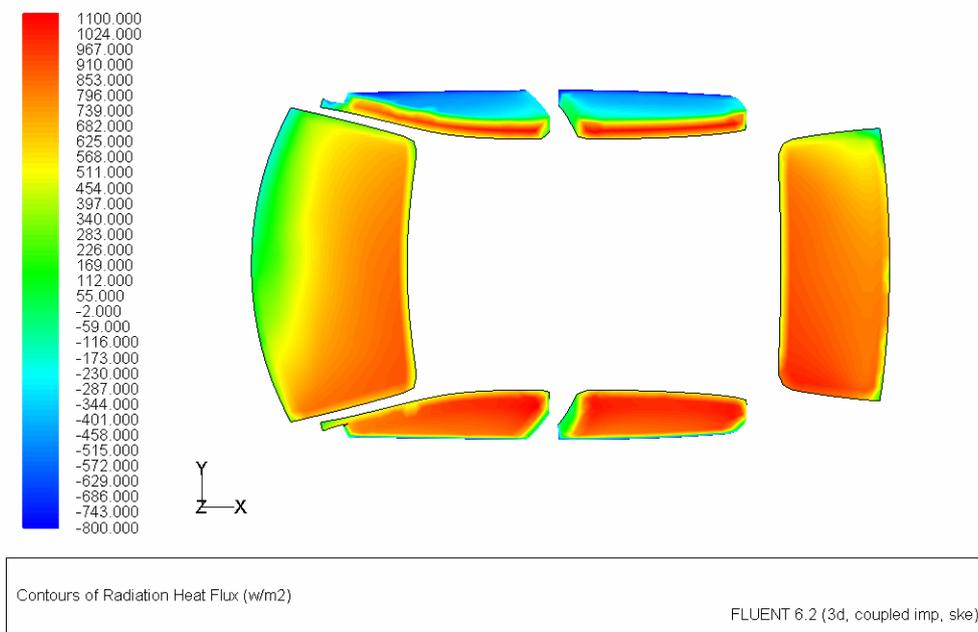


Figura 4.42 – Flusso di calore radiante

Flusso radiante trasmesso:

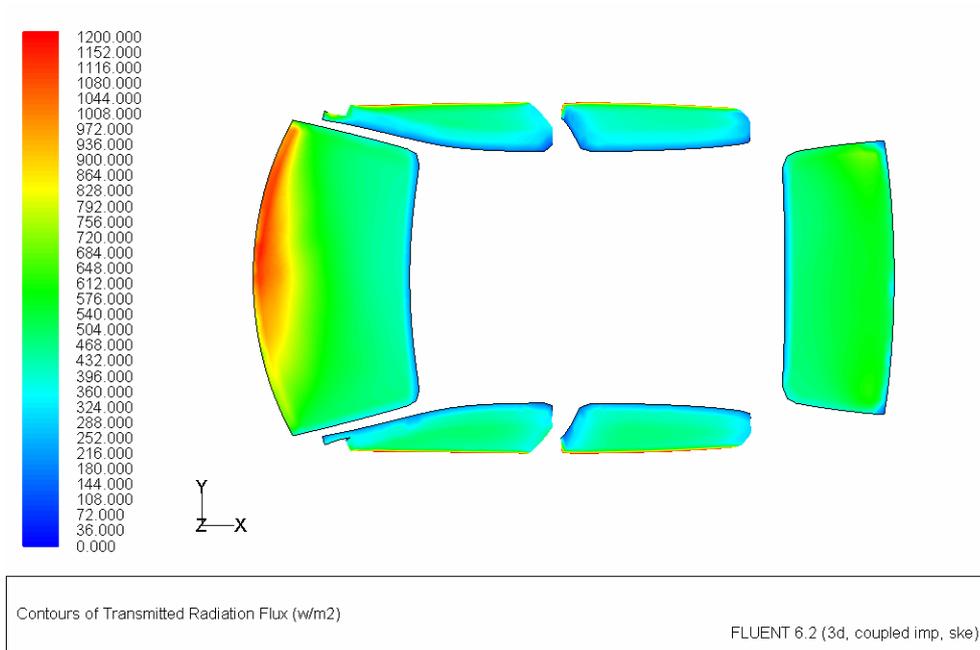


Figura 4.43 – Flusso di calore radiante trasmesso

Flusso radiante riflesso:

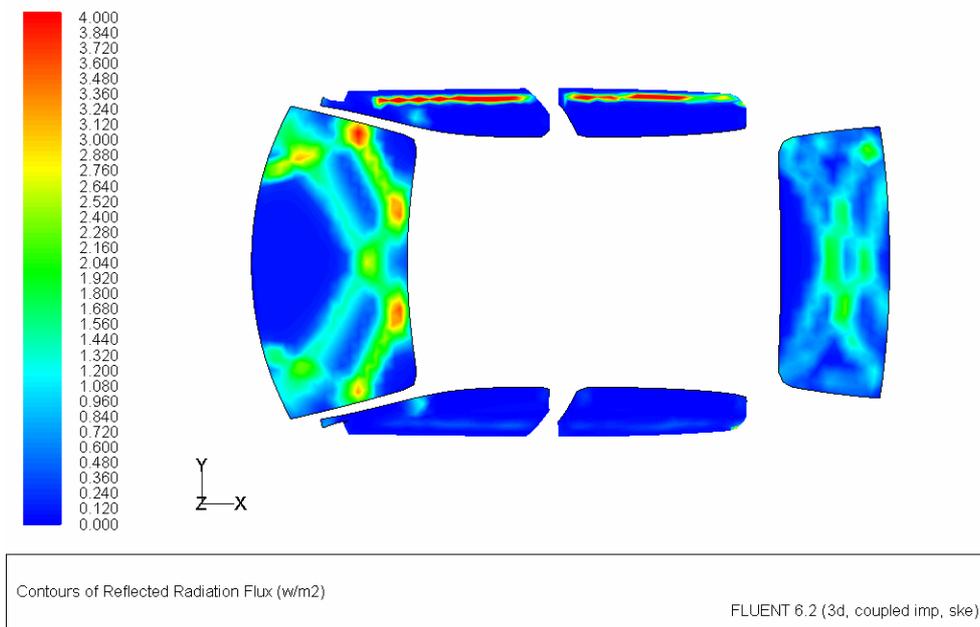


Figura 4.44 – Flusso di calore radiante riflesso

Flusso del fascio irradiante:

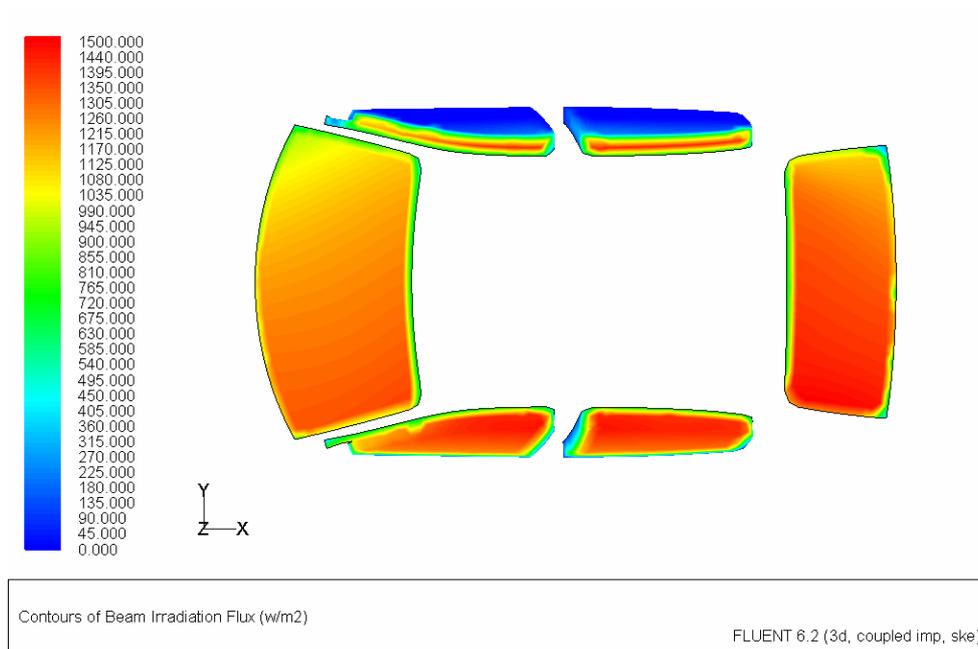


Figura 4.45 – Fascio irradiante

Analisi dei risultati

Analizzando il campo di temperatura ottenuto, si osserva come sebbene la temperatura del flusso in uscita dalle bocchette sia stata imposta pari a 288 K , la temperatura ottenuta all'interno dell'abitacolo assume mediamente valori superiori; in accordo con quanto detto finora, infatti, la distribuzione del campo di temperatura all'interno del dominio si modifica variando le condizioni ambientali esterne: in questa prova è stata settata $T_{fin} = 300\text{ K}$. In aggiunta al campo prodotto dal gradiente termico imposto come boundary condition per la convezione, si somma quello prodotto dalla presenza del fascio radiante che, modificando le condizioni termiche all'esterno del dominio, influenza la distribuzione della temperatura all'interno dell'abitacolo: il fascio provoca un innalzamento del valore globale del campo di temperatura all'esterno, figura 4.40, generando un aumento di intensità della stessa grandezza all'interno.

Analogamente alle prove in cui si è simulato il riscaldamento dell'abitacolo, si nota una corrispondenza qualitativa tra flusso totale di calore e flusso di calore

radiato: in accordo con la teoria, infatti, il “DO irradiation” non altera la risoluzione dell’equazione dell’energia con un termine aggiuntivo come il “solar ray tracing”, ma il contributo della radiazione incidente è inglobato negli effetti ottenuti dalla risoluzione dell’equazione propria del “DO radiation model”.

Theoretical Maximum

Fluent possiede un “solar calculator” attivando il quale stima, in funzione della posizione espressa in termini di longitudine, latitudine e “time zone”, della data e dell’orientazione della griglia, l’entità dell’irraggiamento solare; il solutore, inoltre, permette di scegliere il metodo numerico da utilizzare per il calcolo dell’irraggiamento solare tra il “fair weather condition” ed il “theoretical maximum”. Per tutte le prove illustrate è stato utilizzato il primo metodo; la prova seguente, invece, stima l’irraggiamento solare col secondo metodo. Le impostazioni caratterizzanti la prova sono riassunte nella tabella sottostante:

Impostazioni	Prova H	
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Equazione energia	attiva	-
Temperatura flusso in uscita dall’inlet	299	<i>K</i>
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione vetro	0.93	W/mK
Convezione attraverso il sedile	attiva	-
Temperatura sedile	293	<i>K</i>
Coefficiente di conduzione pelle	0.4	W/mK

Coefficiente di convezione	20	$W/m^2 K$
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello del carico solare	DO irradiation	-
Coefficiente di assorbimento	0.1	1/m
Coefficiente di scattering	0	1/m
Indice di rifrazione	1	-
Sunshine factor	1	-
Metodo di irraggiamento solare	Theoretical Maximum	-

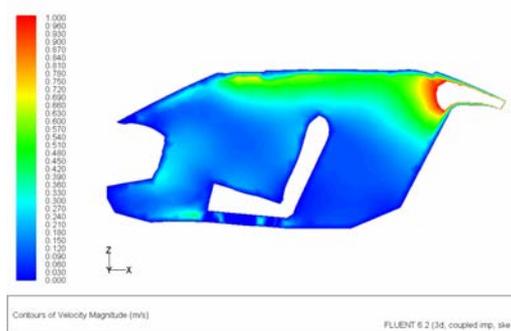
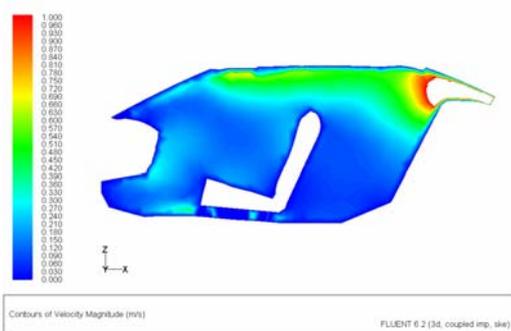
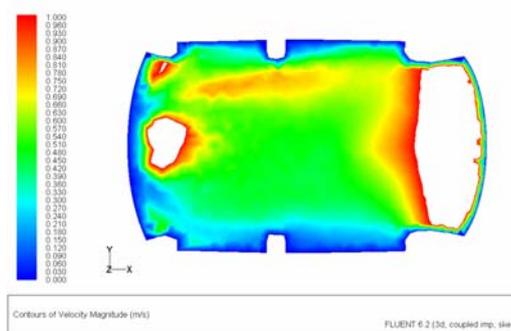
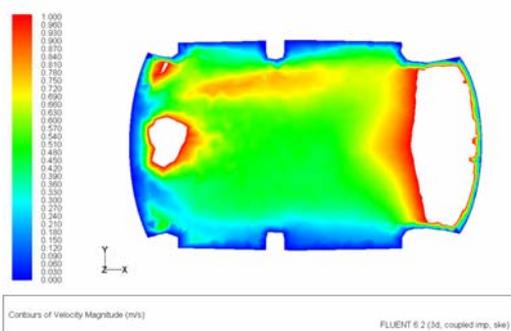
Tabella 4.15 – Impostazioni del solutore

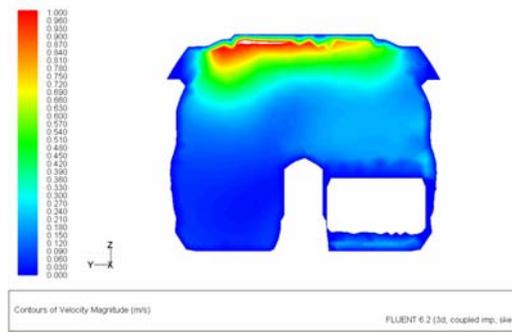
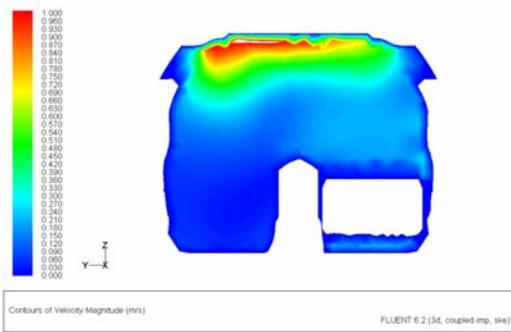
Visualizzazioni

Campo di velocità:

DO/DO irradiation/FWC

DO/DO irradiation/TM

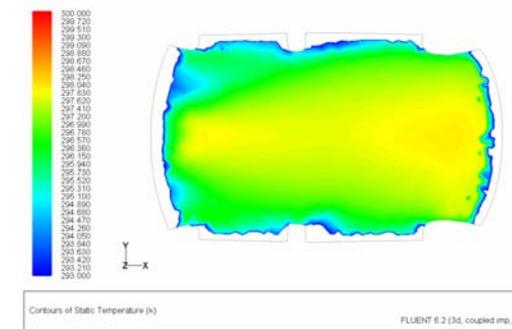
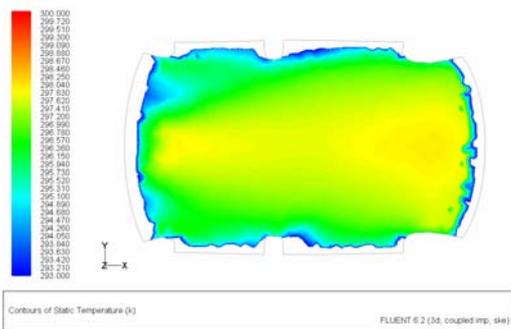
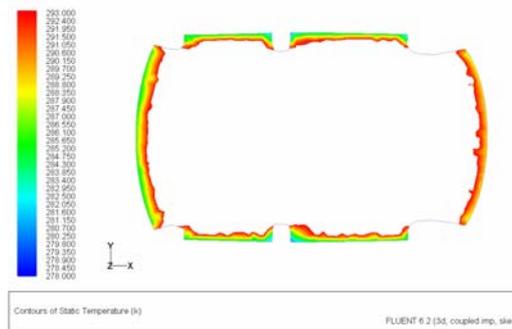
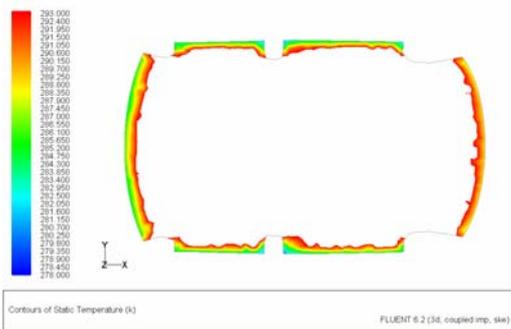
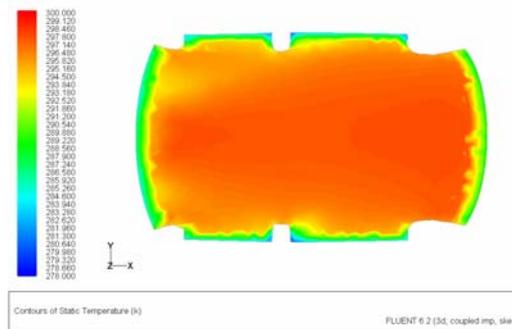
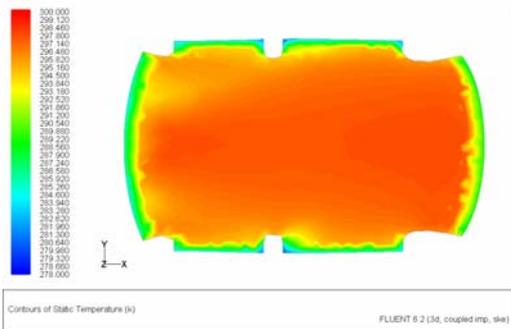




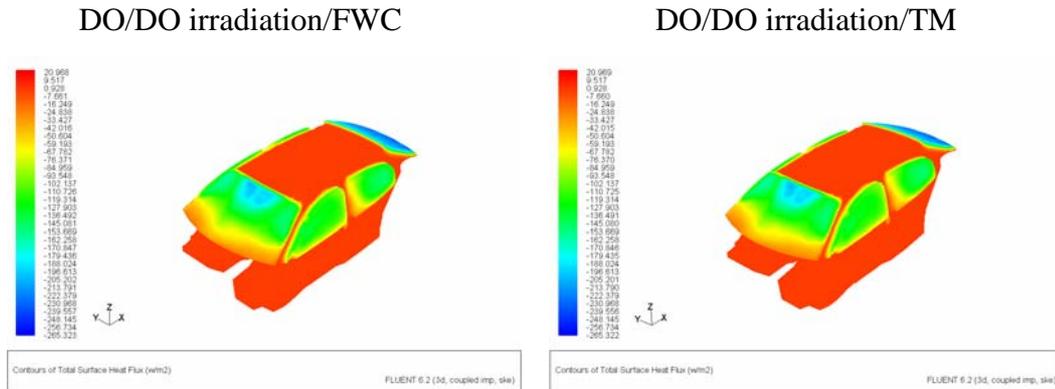
Campo di temperatura:

DO/DO irradiation/FWC

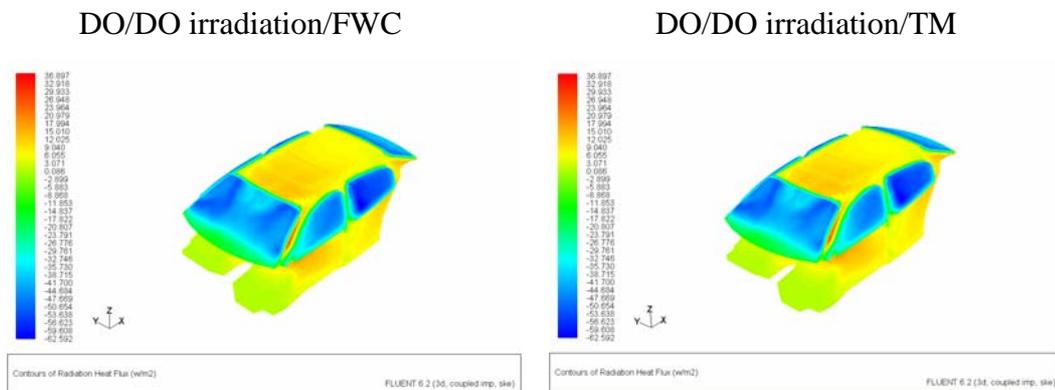
DO/DO irradiation/TM



Andamento flusso di calore totale:



Andamento flusso di calore radiante:



Radiazione incidente finestrini:

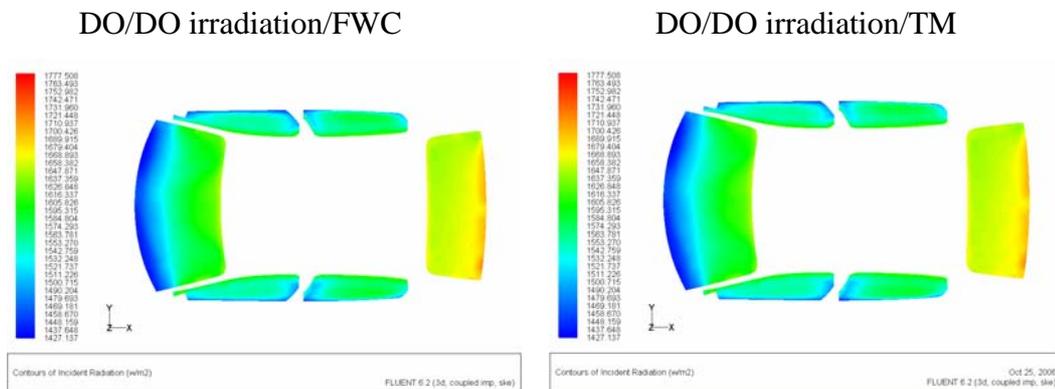


Figura 4.36 - Visualizzazioni

Analisi dei risultati

Dalle immagini mostrate si evince che per l'analisi da noi effettuata non ci sia nessuna differenza e qualitativa e quantitativa discriminante un metodo piuttosto che l'altro.

4.3. Settaggio ottimale

La campagna di prove sulla griglia test ha messo in evidenza:

- la capacità del “DO Radiation Model” di simulare in maniera realistica l’irraggiamento all’interno dell’abitacolo;
- per ciò che concerne la modellizzazione del carico solare, sebbene i modelli presenti in Fluent influenzino in maniera differente il campo di temperatura, entrambi approssimano opportunamente l’irraggiamento solare;
- si ritiene legittima l’approssimazione di considerare i finestrini “semi-trasparent” ed il resto dell’abitacolo “opaque”, ossia di considerare trascurabile il flusso di calore radiante trasmesso dall’abitacolo rispetto a quello trasmesso dai finestrini;
- rispetto al meccanismo di scambio termico convettivo, il gradiente che garantisce la realizzazione del fenomeno è imposto in prossimità dei finestrini, trascurando il contributo apportato dall’abitacolo imposto adiabatico.

5. Analisi di sensibilità della soluzione alla griglia

Lo scopo di questo capitolo è quello di valutare, nell'ambito della simulazione fluidodinamica, la sensibilità della soluzione del problema alla discretizzazione spaziale del dominio, ovvero analizzare, a parità di iterazioni eseguite, come varia la risposta del sistema in funzione della qualità della griglia. Nel pre-processing, infatti, sono state realizzate tre differenti mesh con un numero di elementi pari a:

- 1.50 milioni di elementi;
- 2.75 milioni di elementi;
- 4.00 milioni di elementi.

Tali griglie sono definite in un dominio costituito da abitacolo e pilota.

5.1. Analisi e valutazione delle griglie di calcolo

Il diverso numero di elementi delle griglie non comporta sostanziali variazioni nella qualità delle stesse; valutandone, infatti, la skeweness, si ha:

	Griglia 1.50 milioni	Griglia 2.75 milioni	Griglia 4.00 milioni
	Elementi di superficie		
skw_{max}	0.856421	0.963099	0.963099
skw_{media}	0.093570	0.084620	0.080670
	Elementi di volume		
skw_{max}	0.888565	0.963099	0.963099
skw_{media}	0.361010	0.371280	0.373500

Tabella 5.1 - Skeweness relative alle tre griglie.

Per skw_{max} si intende il valore della skeweness dell'elemento peggiore. Valutando esclusivamente la qualità della mesh, la griglia migliore risulta essere quella da un milione e mezzo di elementi.

Sono stati ritenuti importanti altri due parametri da tenere in conto:

- tempo necessario ad effettuare un dato numero di iterazioni, sulla stessa macchina e con le medesime impostazioni del solutore;
- dimensione dei files salvati dal solutore al termine della simulazione.

Nella tabella e nella figura seguenti sono riportati i tempi necessari per effettuare un fissato numero di iterazioni per le diverse griglie sulla stessa macchina e con le medesime impostazioni del modello in Fluent e le relative dimensioni dei files “.dat” salvati in uscita dal solutore.

Tempo necessario per effettuare dieci mila iterazioni		
Griglia 1.50 milioni	Griglia 2.75 milioni	Griglia 4.00 milioni
4.10 hr	8.05 hr	14.50 hr
Dimensioni del file “.dat” salvato dal solutore al termine della simulazione		
Griglia 1.50 milioni	Griglia 2.75 milioni	Griglia 4.00 milioni
370 MB	700 MB	1 GB (1000 MB)

Tabella 5.2 - Parametri caratteristici per le tre griglie.

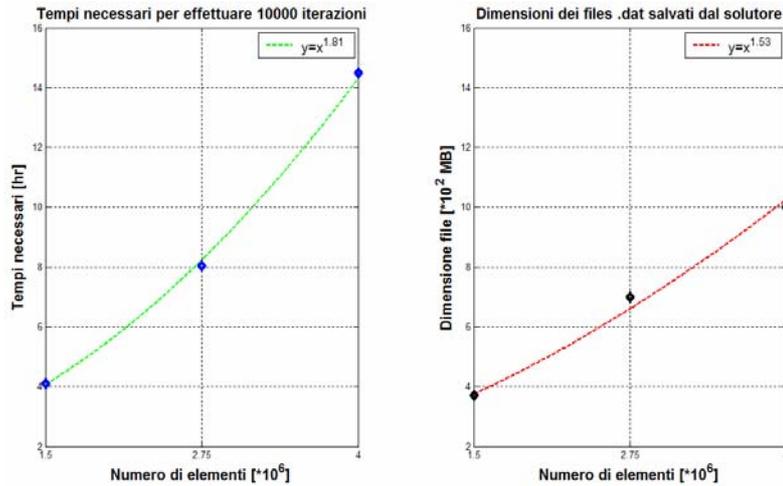


Figura 5.1 - Parametri caratteristici per le tre griglie.

Dalla tabella 5.2. e dalla figura 5.1, si nota come ad un incremento lineare degli elementi della griglia corrisponda un aumento quadratico ($x^{1.81} \approx x^2$) dei tempi di calcolo ed un aumento proporzionale ad $x^{1.53}$ della dimensione dei files salvati in uscita dal solutore. In conclusione, incrementando il numero di elementi della griglia, si hanno notevoli svantaggi in termini di tempi di calcolo richiesti e dimensioni disponibili libere sulla macchina.

5.2. Impostazioni del solutore per l'analisi di sensibilità

Di seguito sono riportate le condizioni di settaggio dei parametri relative all'impostazione del modello utilizzato nell'analisi di sensibilità, ovvero al modello simulato con le tre griglie.

- impostazione del solutore:
 - caso stazionario, 3-D;
 - equazioni risolte in modalità “couplet implicit”;
 - modello di turbolenza: $k - \varepsilon$;
 - equazione dell'energia attivata;
 - modello di irraggiamento: DO;
 - modello di carico solare: “Do Irradiation”;

- condizioni al contorno:
 - ingresso del flusso in abitacolo: “pressure far field”;
 - uscita del flusso dall’abitacolo: “pressure outlet”;
 - conduzione-convezione attivata attraverso i finestrini ed i sedili;
 - superfici semi-trasparenti: finestrini;
 - superfici opache: sedili, abitacolo;

- monitoraggio di grandezze fisiche su superfici e rette di controllo inserite nel dominio al termine della simulazione:
 - “incident radiation”;
 - “radiation heat flux”;
 - “transmitted radiation flux”;
 - “total surface heat flux”;
 - “radiation temperature”;
 - “static temperature”;
 - “total temperature”;

- monitoraggio di grandezze fisiche su piani di controllo inseriti nel dominio durante le ultime 1000 iterazioni:
 - “mass flow rate”;
 - “velocità magnitude”;

Impostati questi parametri si eseguono le ventimila iterazioni previste per i casi in esame; i risultati saranno discussi nel paragrafo seguente.

5.3. Analisi dei risultati

L’analisi dei residui indica un comportamento accettabile in termini di convergenza e stabilità per tutte le griglie studiate.

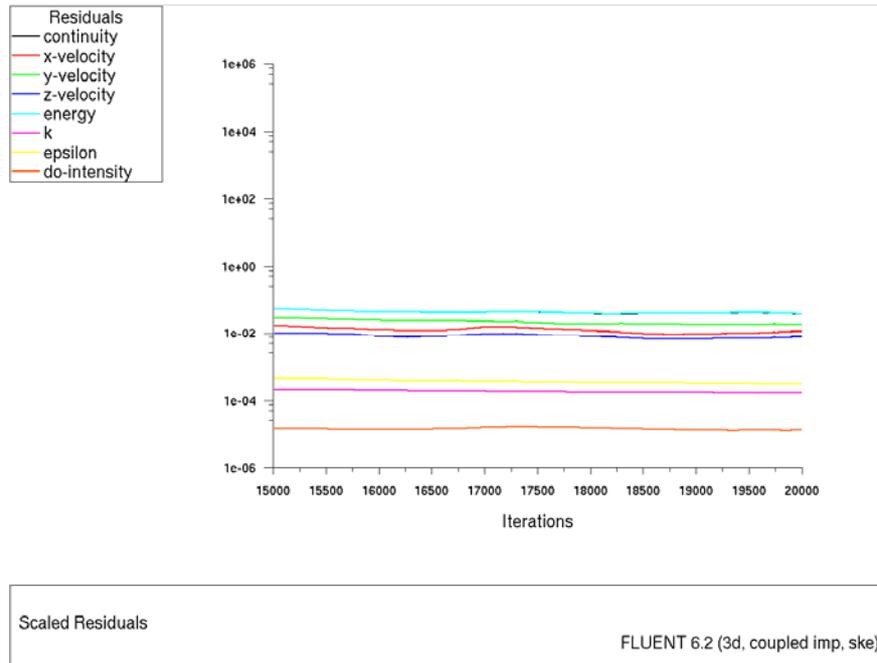


Figura 5.2 - Residui griglia 1.50 milioni di elementi.

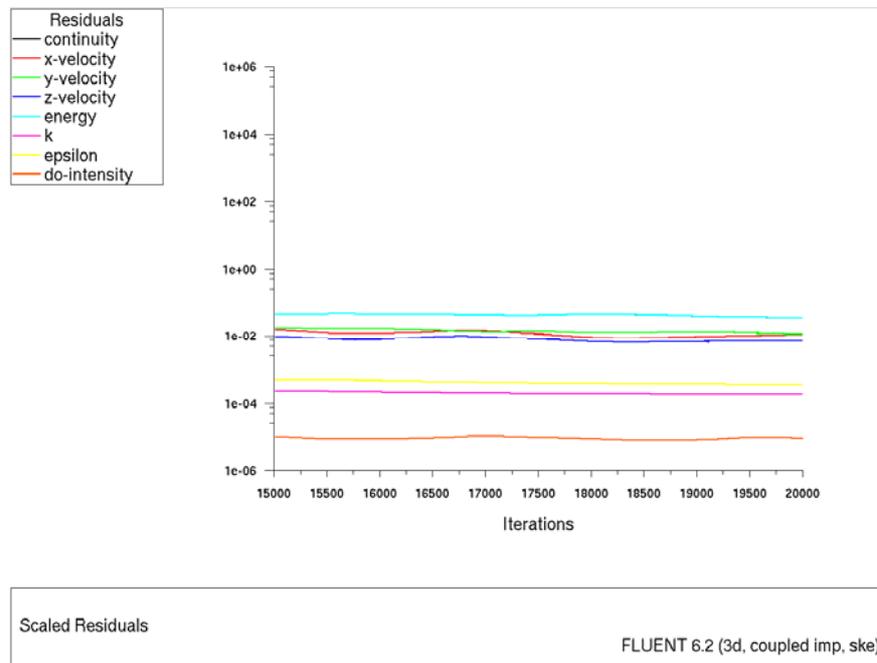


Figura 5.3 - Residui griglia 2.75 milioni di elementi.

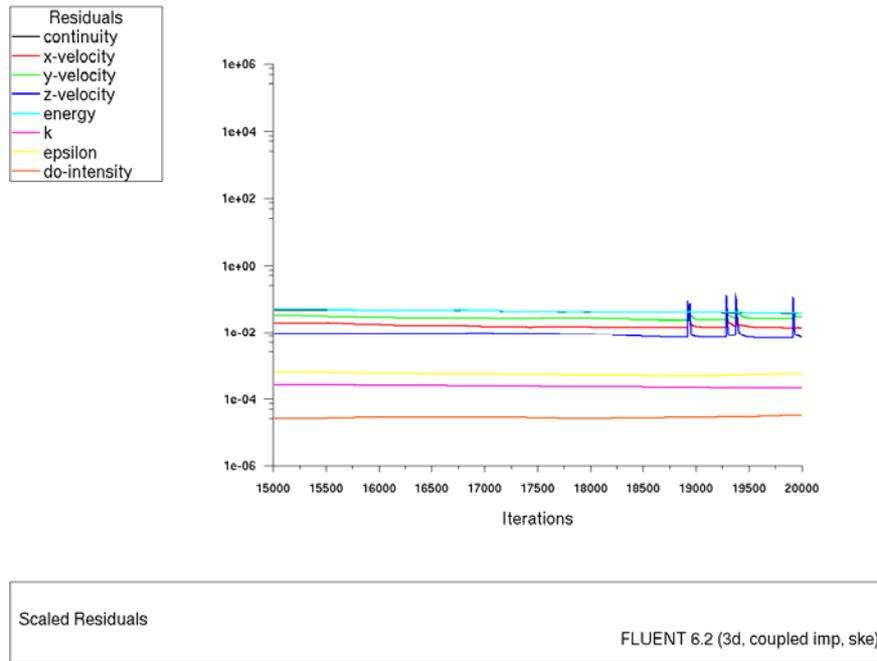


Figura 5.4 - Residui griglia 4.00 milioni di elementi.

5.3.1. Convergenza

Per la valutazione della convergenza verrà utilizzato, per casi in esame, un programma implementato in MATLAB; esso riceve in input i dati relativi alle grandezze monitorate nei piani di riferimento (piano di simmetria longitudinale del guidatore e piano di simmetria longitudinale dell'abitacolo) dal simulatore, e restituisce in output le deviazioni standard del flusso di massa e del modulo della velocità per le ultime mille iterazioni.

Deviazione standard	Griglia 4.00 milioni	Griglia 2.75 milioni	Griglia 1.50 milioni
$\sigma_m^{v_g}$	0.0018335292	0.0015479042	0.0012834896
$\sigma_m^{v_m}$	0.0034129703	0.0036016476	0.0046021565
$\sigma_m^{mfr_g}$	0.0000060451	0.0000302187	0.0000131199
$\sigma_m^{mfr_m}$	0.0000446256	0.0001281050	0.0001065148
$\sigma_{max}^{v_g}$	0.0028769685	0.0033180090	0.0046280297
$\sigma_{max}^{v_m}$	0.0063344344	0.0073864658	0.0081484745

$\sigma_{\max}^{mfr_g}$	0.0000180175	0.0001072114	0.0000485163
$\sigma_{\max}^{mfr_m}$	0.0000909039	0.0003193833	0.0002527643
$\sigma_{\min}^v_g$	0.0000012729	0.0000025368	0.0000024981
$\sigma_{\min}^v_m$	0.0000003094	0.0000100472	0.0000103242
$\sigma_{\min}^{mfr_g}$	0.0000000228	0.0000002710	0.0000000033
$\sigma_{\min}^{mfr_m}$	0.0000000258	0.0000002777	0.0000003472

Tabella 5.3 - Deviazioni standard delle grandezze monitorate.

In tale tabella le grandezze riportate hanno il seguente significato:

- $\sigma_m^v_g$: deviazione standard media “velocity magnitude” piano guidatore;
- $\sigma_m^v_m$: deviazione standard media “velocity magnitude” piano mezzeria;
- $\sigma_m^{mfr_g}$: deviazione standard media “mass flow rate” piano guidatore;
- $\sigma_m^{mfr_m}$: deviazione standard media “mass flow rate” piano mezzeria;
- $\sigma_{\max}^v_g$: deviazione standard massima “velocity magnitude” piano guidatore;
- $\sigma_{\max}^v_m$: deviazione standard massima “velocity magnitude” piano mezzeria;
- $\sigma_{\max}^{mfr_g}$: deviazione standard massima “mass flow rate” piano guidatore;
- $\sigma_{\max}^{mfr_m}$: deviazione standard massima “mass flow rate” piano mezzeria;
- $\sigma_{\min}^v_g$: deviazione standard minima “velocity magnitude” piano guidatore;
- $\sigma_{\min}^v_m$: deviazione standard minima “velocity magnitude” piano mezzeria;
- $\sigma_{\min}^{mfr_g}$: deviazione standard minima “mass flow rate” piano guidatore;
- $\sigma_{\min}^{mfr_m}$: deviazione standard minima “mass flow rate” piano mezzeria.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle deviazioni standard per le ultime mille iterazioni.

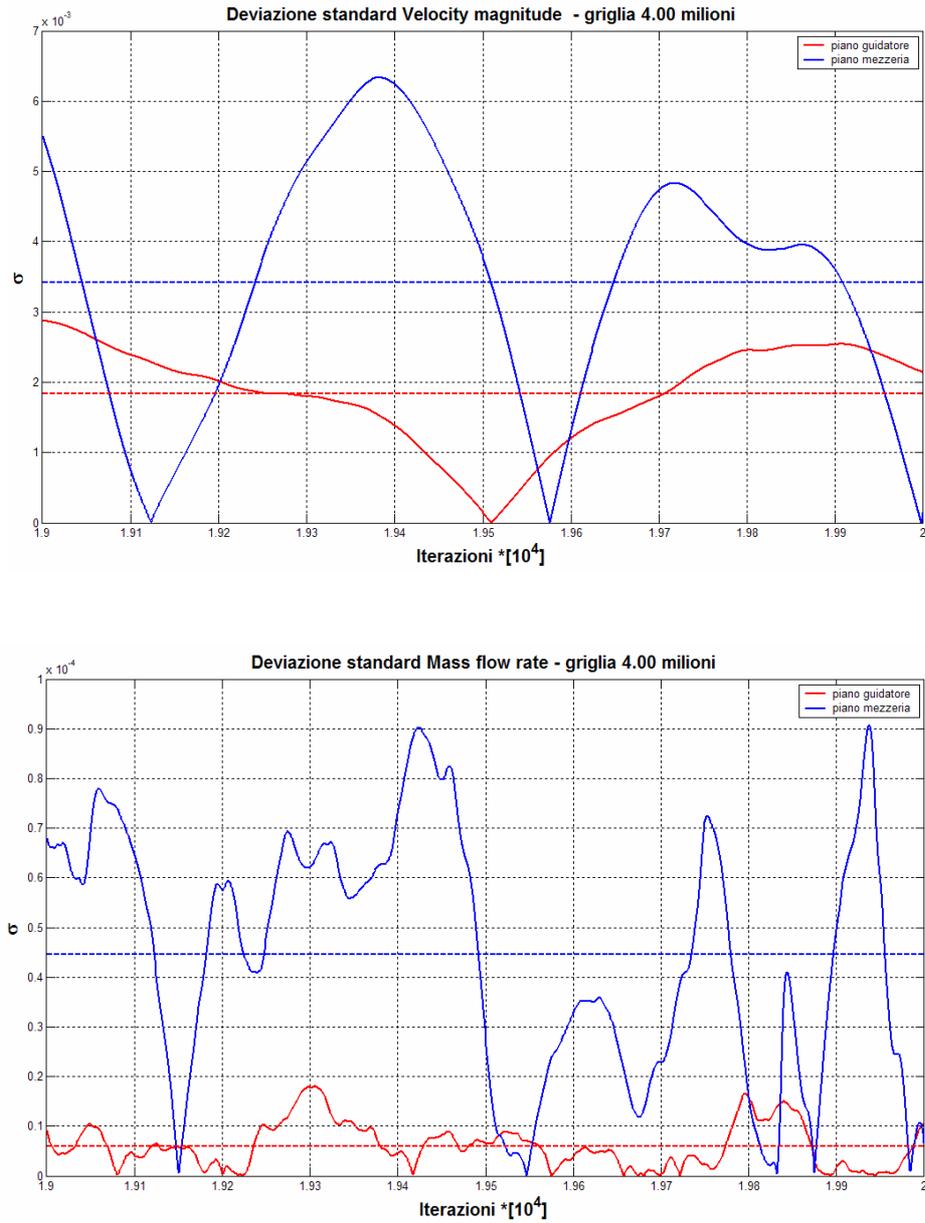


Figura 5.5 - Deviazioni standard griglia 4.00 milioni di elementi.

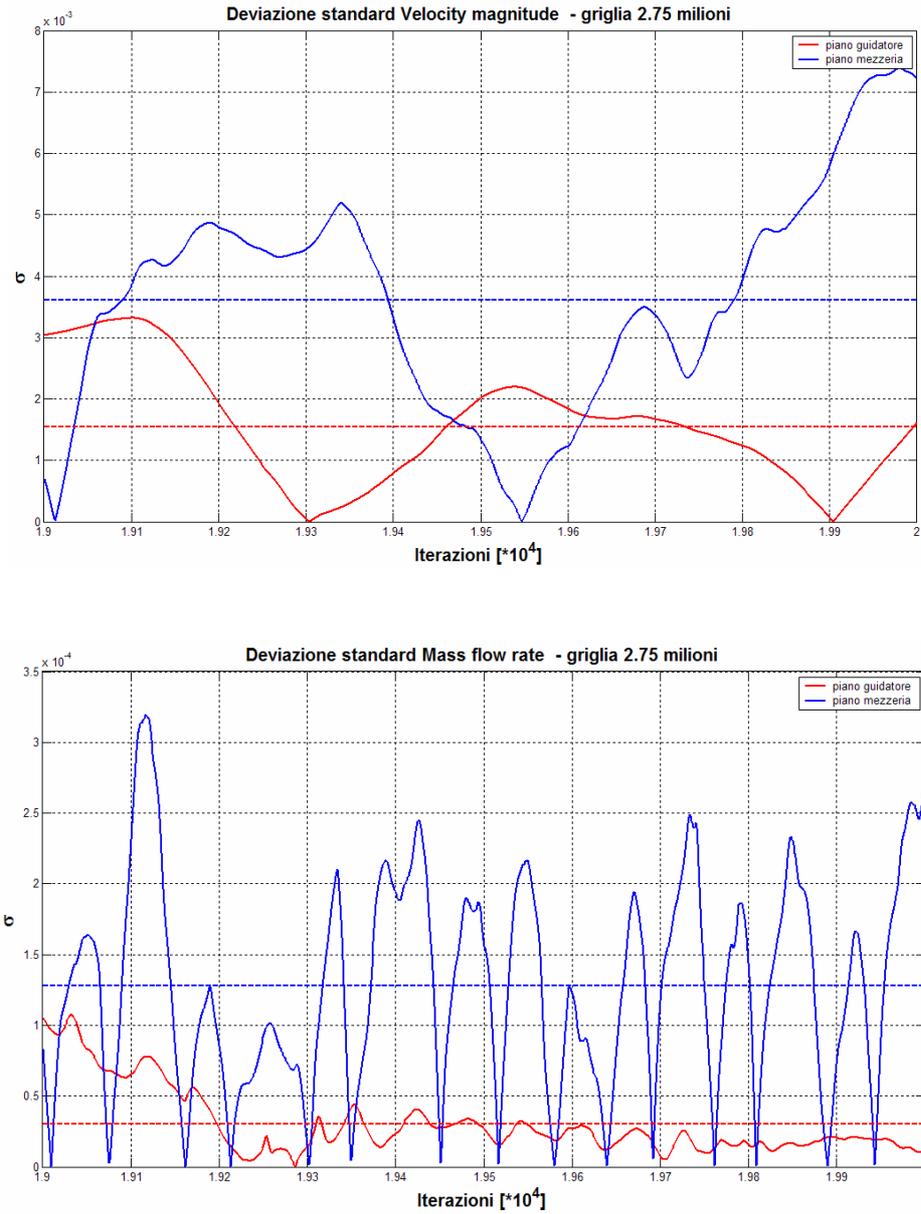


Figura 5.6 - Deviazioni standard griglia 2.75 milioni di elementi.

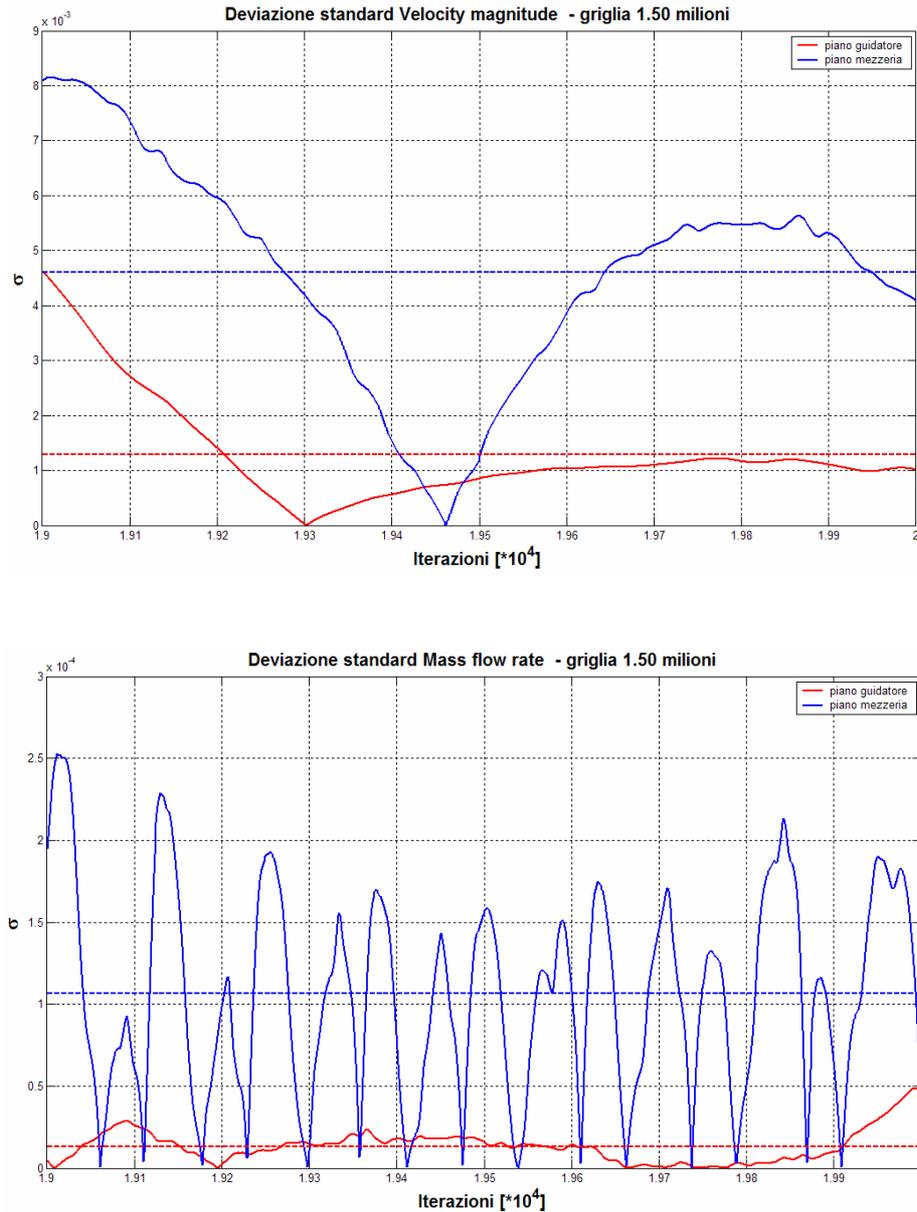


Figura 5.7 - Deviazioni standard griglia 1.50 milioni di elementi.

Al fine di stimare quale griglia abbia il miglior comportamento in termini di convergenza, si è introdotto un indice di convergenza definito come valor medio delle deviazioni standard medie delle grandezze che di volta in volta verranno considerate:

$$IC = \sum_{i=1}^N \frac{\sigma_i \cdot w_i}{N},$$

dove: N è il numero di grandezze considerate;

w_i è un opportuno peso; si considerano infatti deviazioni standard di grandezze fisicamente non omogenee; per far sì che abbiano tutte la stessa influenza sull'indice di convergenza si è allora introdotto w_i .

Essendo:

$$IC = \frac{\sigma_m^v + \sigma_m^{mfr}}{2},$$

si hanno i valori riportati nella tabella seguente.

	$IC_{\text{piano_guidatore}}$	$IC_{\text{piano_mezzeria}}$
Griglia 4.00 milioni	$9.20 \cdot 10^{-4}$	$2.35 \cdot 10^{-3}$
Griglia 2.75 milioni	$7.89 \cdot 10^{-4}$	$1.86 \cdot 10^{-3}$
Griglia 1.50 milioni	$6.48 \cdot 10^{-4}$	$1.73 \cdot 10^{-3}$

Tabella 5.4 - Indici di convergenza.

Dall'analisi dei casi messi a confronto, a parità di iterazioni svolte, si possono evincere le seguenti considerazioni:

- dall'analisi dalle deviazioni standard si evince:
 - difficoltà nell'indicare una griglia che abbia un comportamento migliore delle altre poiché il valore peggiore, per esempio della deviazione standard media, non dipende dalla griglia ma dalla grandezza che si monitora;
 - fluttuazioni maggiori sia in termini di ampiezza che di valor medio nel piano di simmetria dell'abitacolo rispetto al piano di simmetria del pilota; questo comporta una maggiore difficoltà al raggiungimento della convergenza in questa zona della griglia;

- dall'analisi degli indici di convergenza si evince che:
 - si hanno indici di convergenza diversi con valori maggiori nel piano di mezzeria di tutte le griglie;
 - indici di convergenza maggiori, e quindi convergenza peggiore, si hanno nella griglia con il maggior numero di elementi.

Si può concludere, dunque, che la griglia migliore sia quella con un milione e mezzo di elementi. Come ulteriore conferma di questo, si è valutato l'andamento delle deviazioni standard relative ai residui delle tre componenti di velocità. Procedendo come in precedenza, si sono ottenuti i valori riportati nella tabella seguente e nella figura 5.8.

	Griglia 4.00 elementi	Griglia 2.75 elementi	Griglia 1.50 elementi
σ_{vx}	3.602e-007	3.0094e-007	1.2743e-007
σ_{vy}	6.9245e-007	2.7324e-007	1.3050e-007
σ_{vz}	3.1213e-007	4.2878e-007	1.3882e-007

Tabella 5.5 - Deviazioni standard per i residui delle tre componenti di velocità.

In questo caso i pesi w_i non sono necessari in quanto si considerano grandezze fisicamente omogenee, dunque:

$$IC = \frac{\sigma_{m,V_x} + \sigma_{m,V_y} + \sigma_{m,V_z}}{3};$$

da cui:

	<i>IC</i>
Griglia 4.00 milioni	4.5493e-007
Griglia 2.75 milioni	3.3432e-007
Griglia 1.50 milioni	1.3225e-007

Tabella 5.6 - Indici di convergenza per i residui delle tre componenti di velocità per le tre griglie.

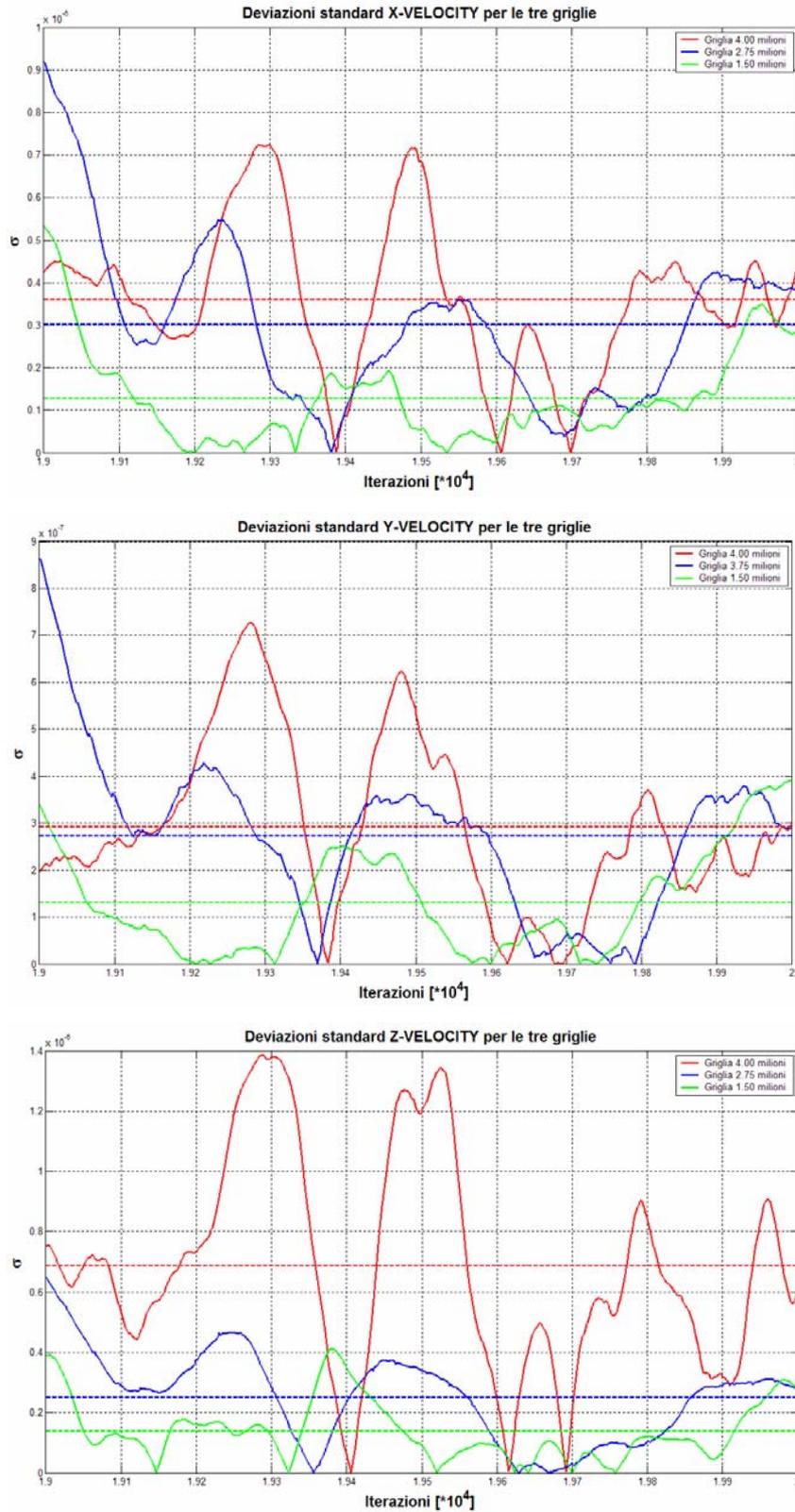


Figura 5.8 - Deviazioni standard dei residui relativi alle tre componenti di velocità per le tre griglie.

5.3.2. Considerazioni finali

Si può concludere che la griglia migliore, in base alle analisi effettuate, sia quella con un milione e mezzo di elementi; si possono effettuare le seguenti considerazioni:

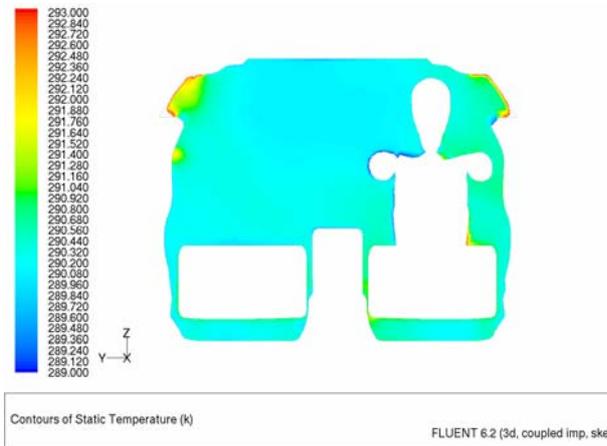
- la griglia con 4.00 milioni di elementi ha il comportamento peggiore per quanto riguarda la regolarità dei risultati: infatti essa presenta l'indice di convergenza con valore maggiore, e quindi fluttuazioni più ampie e casuali nell'andamento delle grandezze monitorate; richiede perciò un alto numero di iterazioni per arrivare a convergenza;
- la griglia con 1.50 milioni di elementi è la più regolare; richiede inoltre, rispetto alle altre griglie, minori costi computazionali.

Oltre all'analisi statistica del flusso, occorre verificare che le tipologie di flusso instauratesi nelle tre griglie di calcolo siano tra loro coerenti ossia rappresentino flussi analoghi.

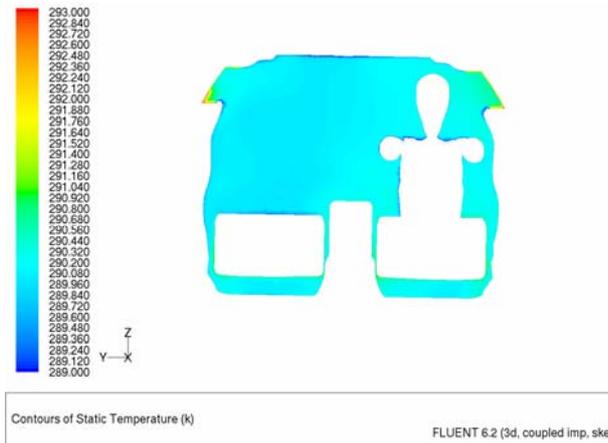
L'analisi di sensibilità è stata effettuata considerando un modello in cui sono presenti scambi termici per convezione e per irraggiamento; essendo uno degli obiettivi globali del lavoro quello di ottenere una opportuna impostazione del solutore che simuli flusso caldo in abitacolo e dia risultati logici e realistici, si riportano di seguito alcune visualizzazioni relative ai campi di temperatura ed ai flussi radianti su opportuni piani e superfici.

Temperatura statica su un piano trasversale:

a) 1.50 milioni



b) 2.75 milioni



c) 4.00 milioni

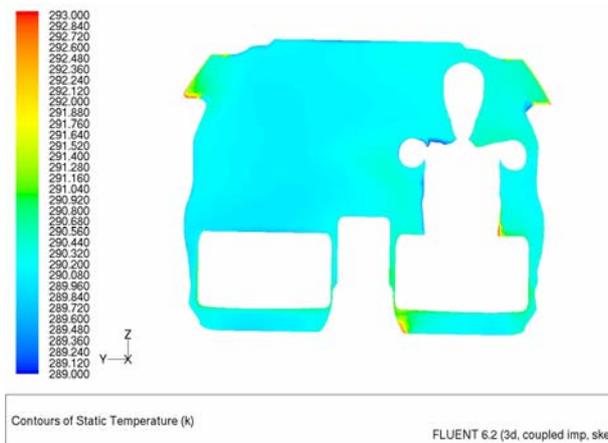
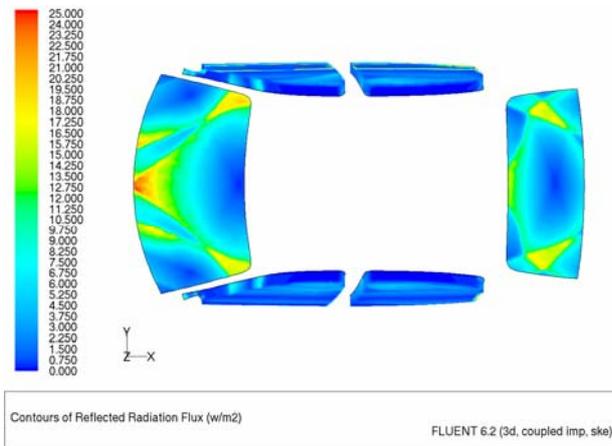


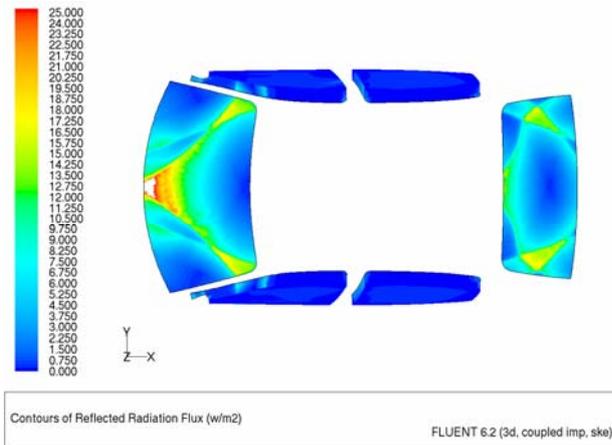
Figura 5.9 - Campo di temperatura statica per le tre griglie.

Flusso di calore radiante riflesso:

a) 1.50 milioni



b) 2.75 milioni



c) 4.00 milioni

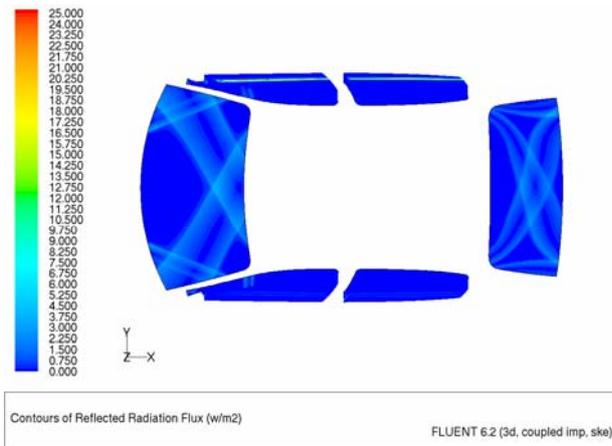
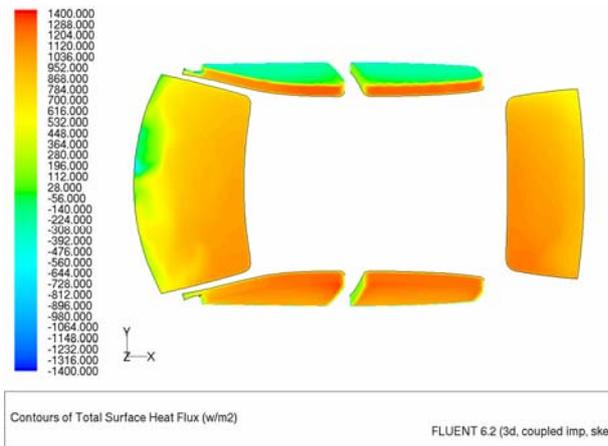


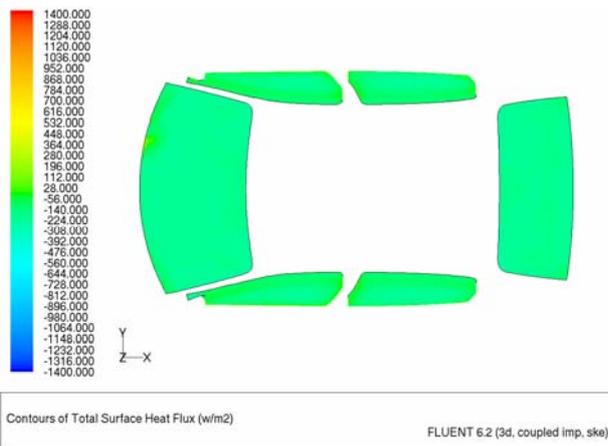
Figura 5.10 - Flusso di calore radiante riflesso dai finestrini per le tre griglie.

Flusso di calore totale attraverso i finestrini:

a) 1.50 milioni



b) 2.75 milioni



c) 4.00 milioni

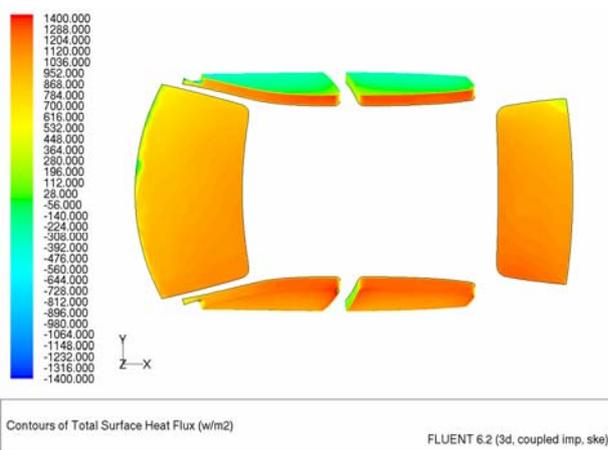
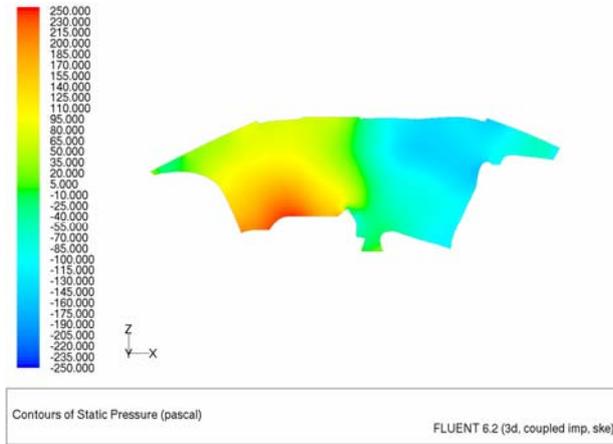


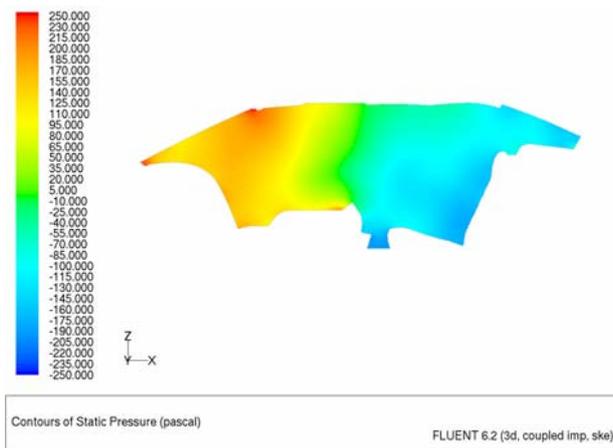
Figura 5.11 - "Total surface heat flux" per le tre griglie.

Variation of static pressure (relative to ambient pressure) on the longitudinal symmetry plane of the habitat:

a) 1.50 milioni



b) 2.75 milioni



c) 4.00 milioni

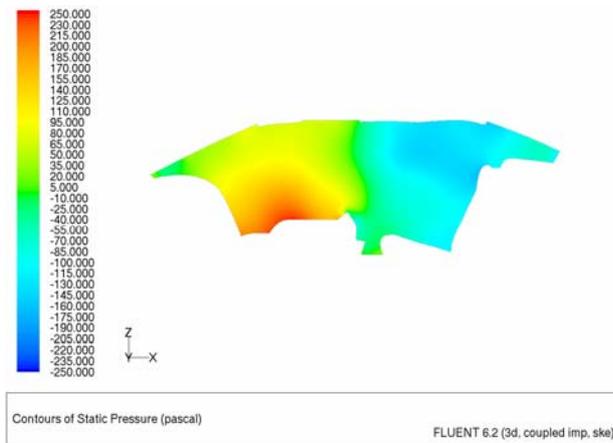


Figura 5.12 - Campo pressione per le tre griglie.

Dall'analisi visiva si osserva:

- il range dei valori assunti dalle grandezze analizzate è analogo per le griglie;
- la tipologia di flusso è analogo per tutte le griglie;
- ci sono alcune differenze nei seguenti casi:
 - flusso di calore radiante riflesso dai finestrini: i risultati della griglia con 4.00 milioni di elementi differiscono da quelli delle altre due griglie;
 - flusso di calore totale attraverso i finestrini: i risultati della griglia con 2.75 milioni di elementi differiscono da quelli delle altre due griglie.

5.4. Conclusioni

In conclusione si possono effettuare le seguenti considerazioni:

- la mezzeria dell'abitacolo manifesta una sensibilità maggiore all'instabilità del flusso, come si nota dall'andamento del "mass flow rate" e della "velocity magnitude" sul piano di simmetria longitudinale dell'abitacolo;
- a parità di iterazioni eseguite la griglia con un milione e mezzo di elementi è quella che ottimizza i tempi di calcolo;
- in termini di convergenza della soluzione, la griglia con un milione e mezzo di elementi è quella che mostra il comportamento migliore;
- non ci sono sostanziali differenze nei risultati ottenute dalle tre griglie.

Non essendoci differenze nei flussi ottenuti dalle tre griglie, la griglia scelta per le simulazioni è stata quella con un milione e mezzo di elementi in quanto è quella che mostra il miglior comportamento in termini di convergenza e quella che ottimizza i tempi e le potenze di calcolo richiesti.

6. Analisi dei risultati

La campagna di prove descritta nel capitolo 4 ha portato alla definizione di un settaggio ottimale per la realizzazione di un flusso caldo all'interno dell'abitacolo che ben simula la situazione reale.

Constatando dall'analisi di sensibilità la griglia migliore per il calcolo computazionale e dall'analisi comparativa con griglia a centomila elementi le impostazioni caratterizzanti la termica del problema, nel seguente capitolo verranno analizzate le simulazioni effettuate con i modelli ottimali.

6.1. Riscaldamento “DO radiation model” con “DO irradiation model”

La prova in esame è il risultato dell'ottimizzazione dei parametri di settaggio necessari a simulare, in maniera coerente ai fenomeni fisici reali, il riscaldamento all'interno dell'abitacolo.

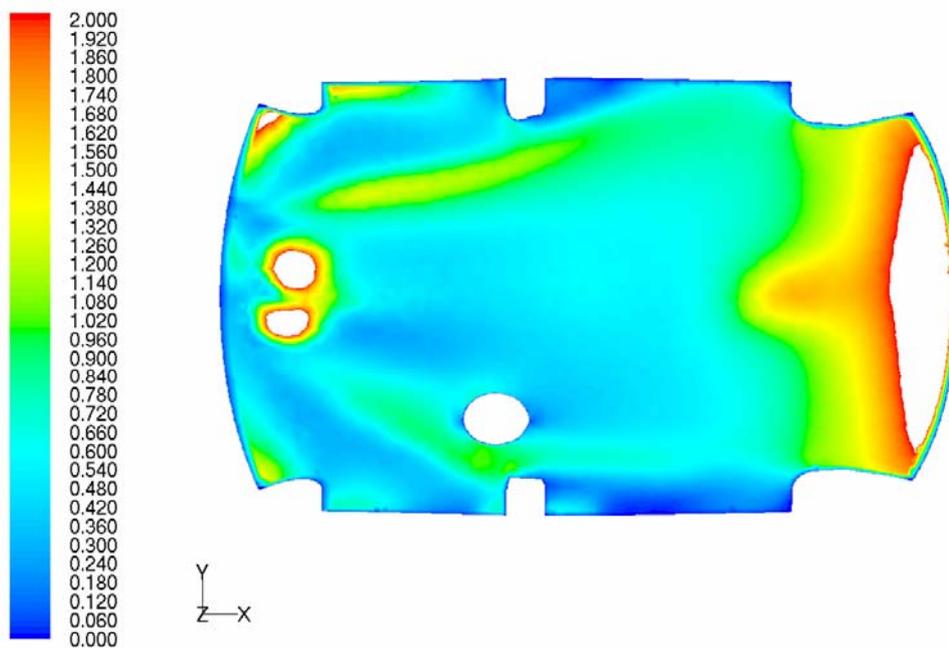
Il modello utilizzato per definire lo scambio termico per irraggiamento è il “DO radiation” associato al “DO irradiation model” per simulare il carico solare; la convezione è definita dall'assegnazione delle boundary condition. Il settaggio caratterizzante la prova è riassunto nella tabella sottostante:

Temperatura flusso in uscita dalle bocchette	300	K
Temperatura finestrini	278	K
Temperatura sedile	293	K
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-

Tabella 6.1 - Impostazioni di settaggio

Visualizzazioni

Campo di velocità:



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

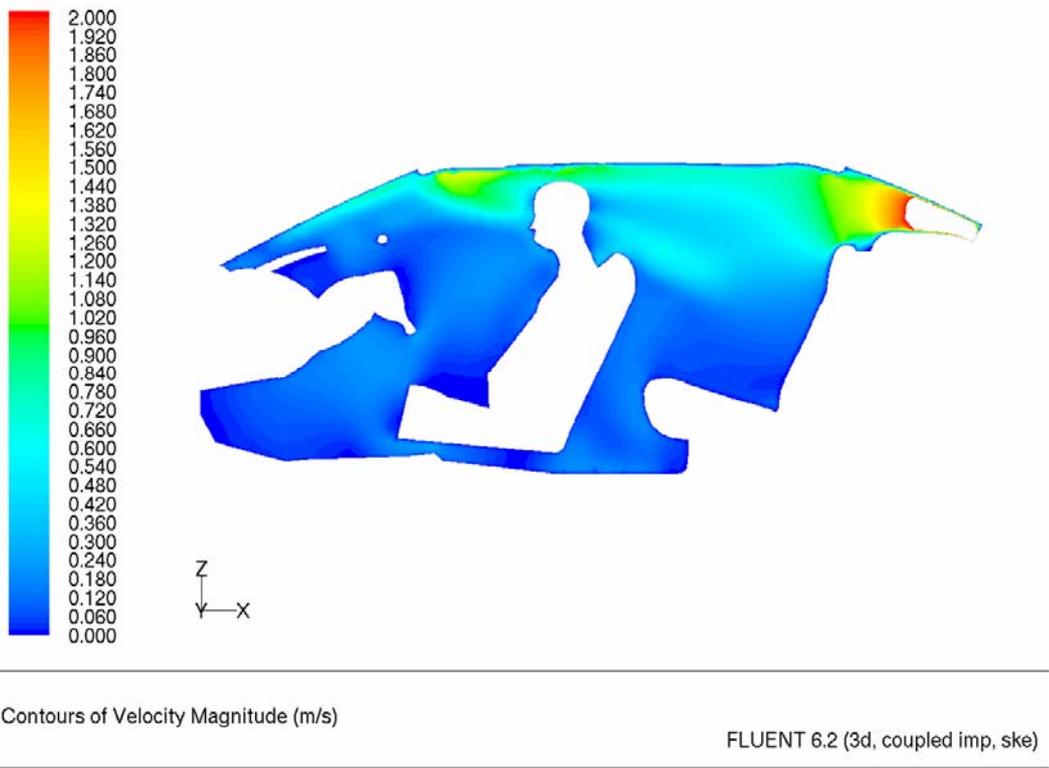
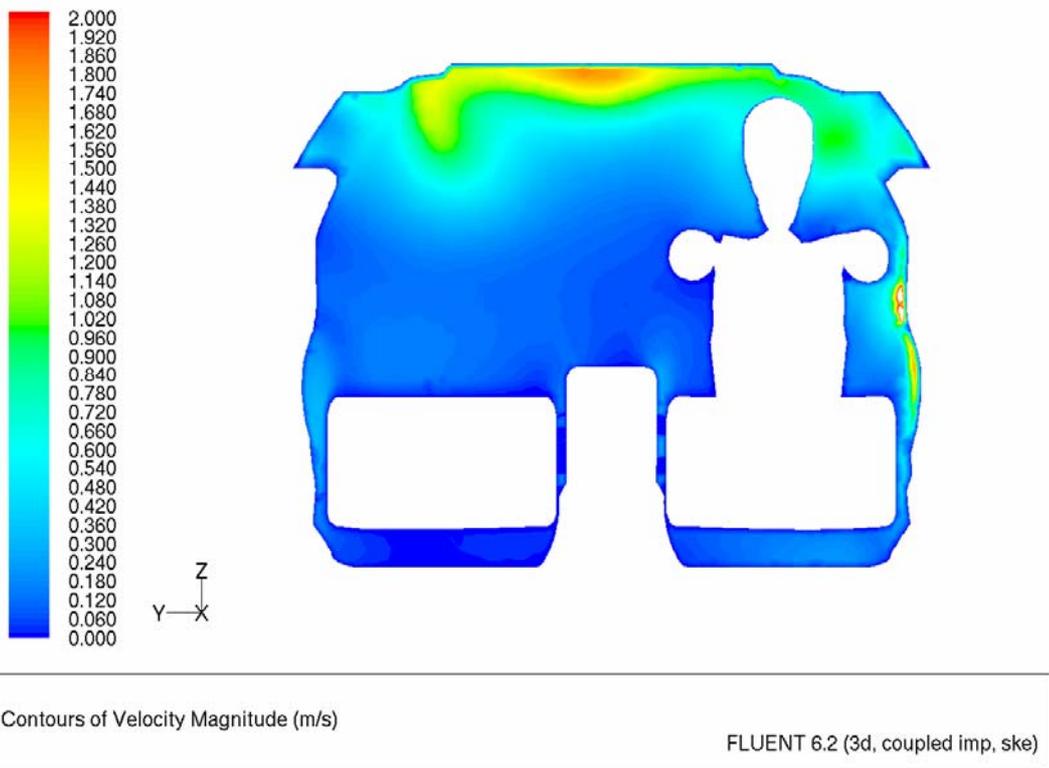


Figura 6.1 – Campo di velocità

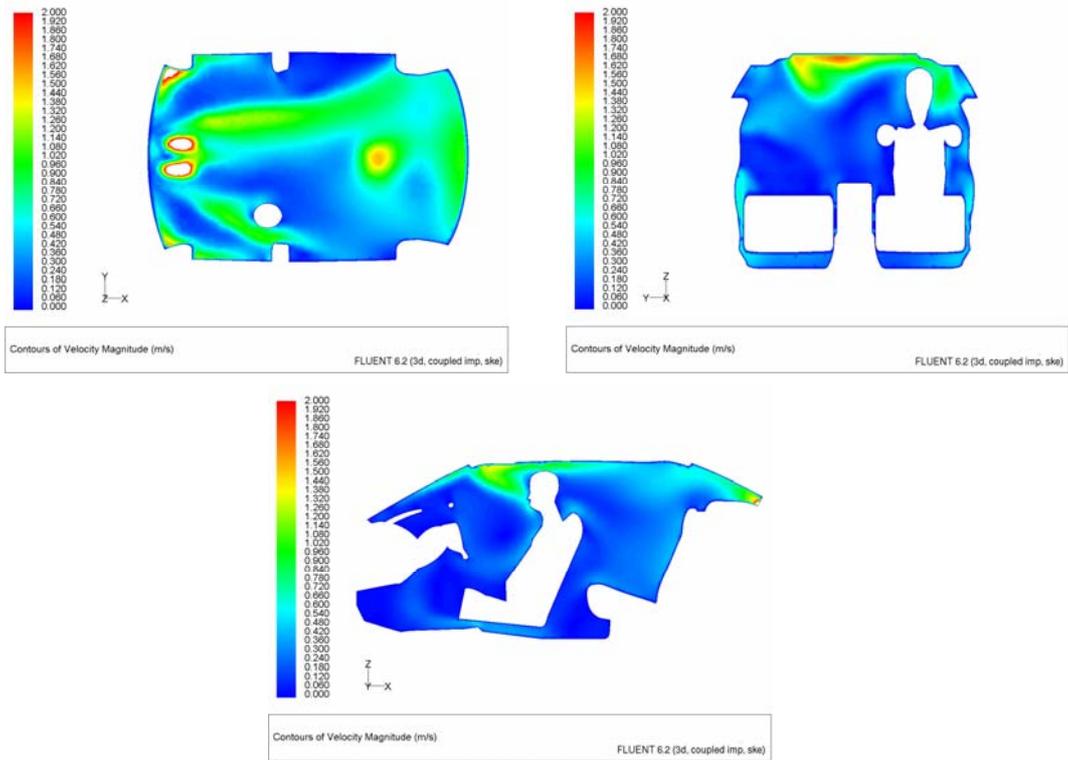


Figura 6.2 – Campo di velocità relativo al caso freddo

Campo di temperatura:

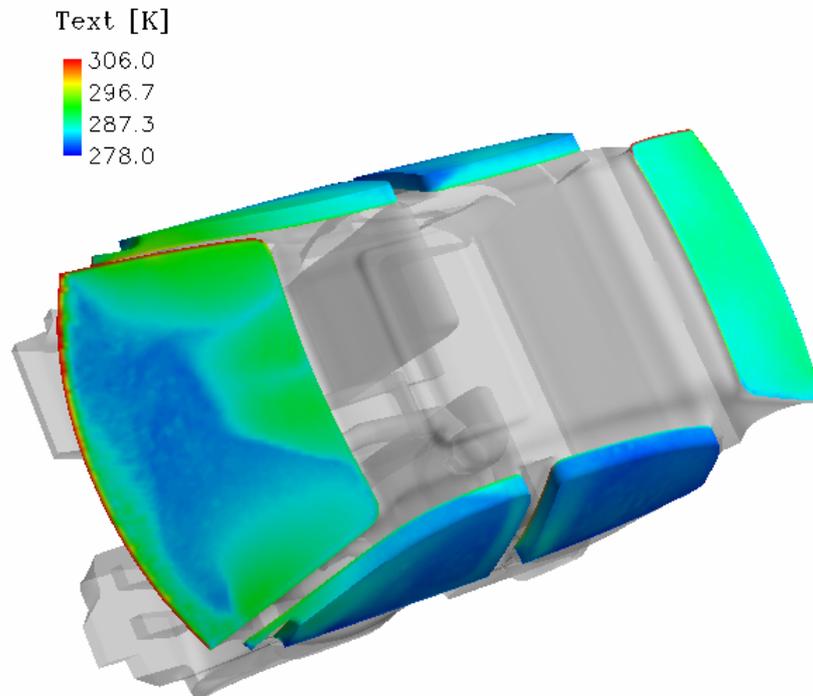


Figura 6.3 – Campo di temperatura statica

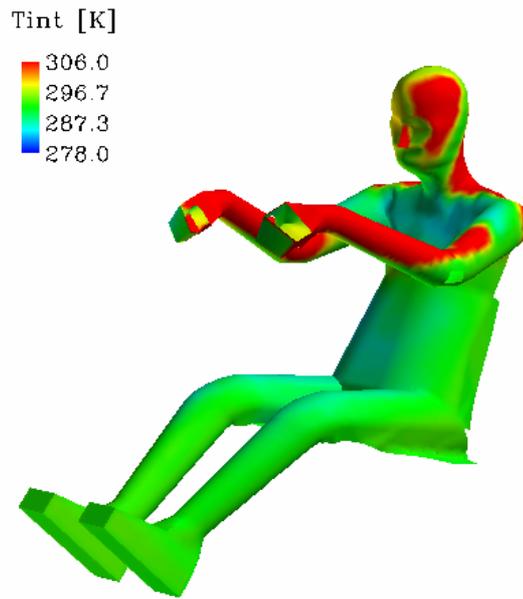
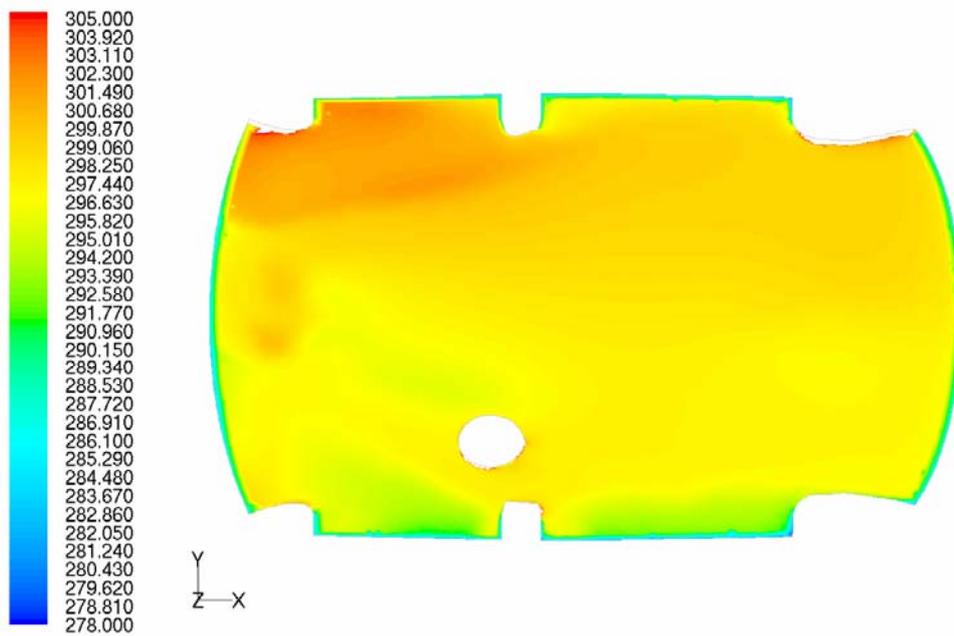


Figura 6.4 – Campo di temperatura statica



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

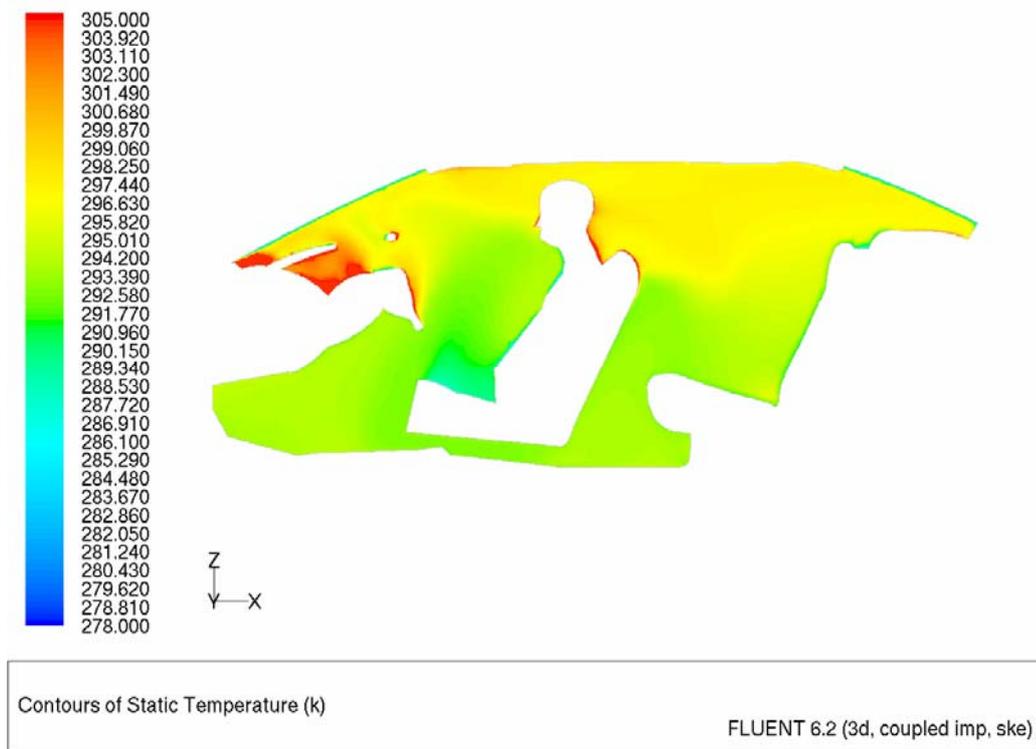
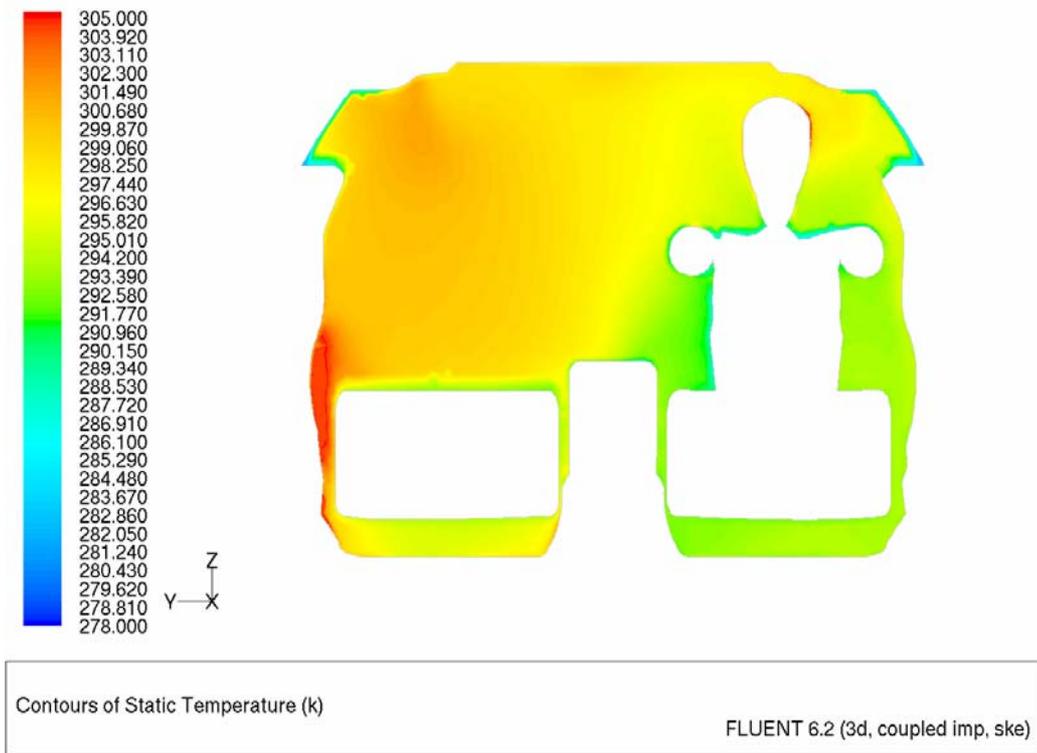
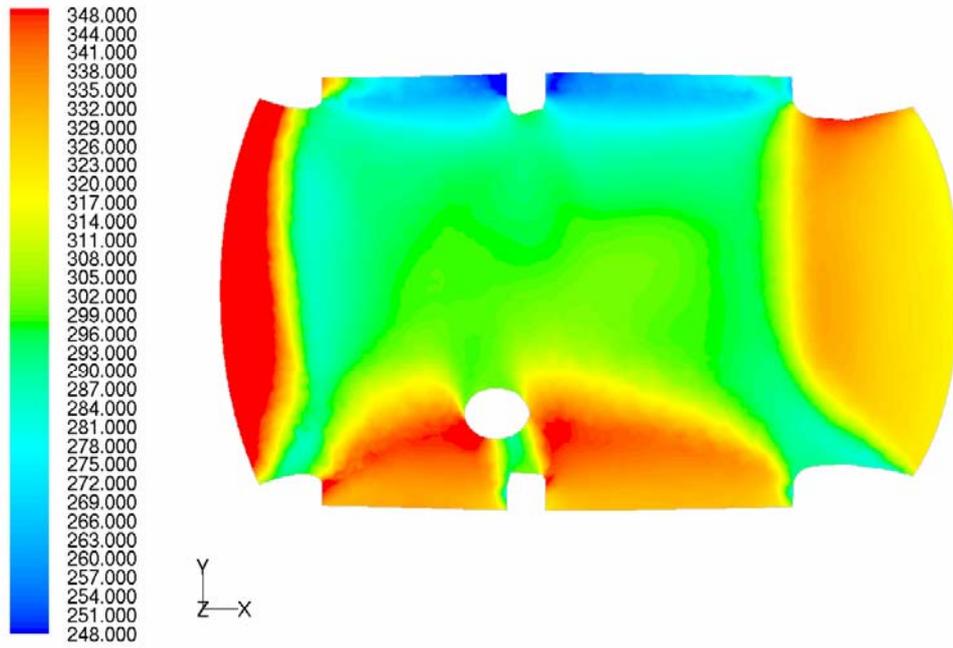
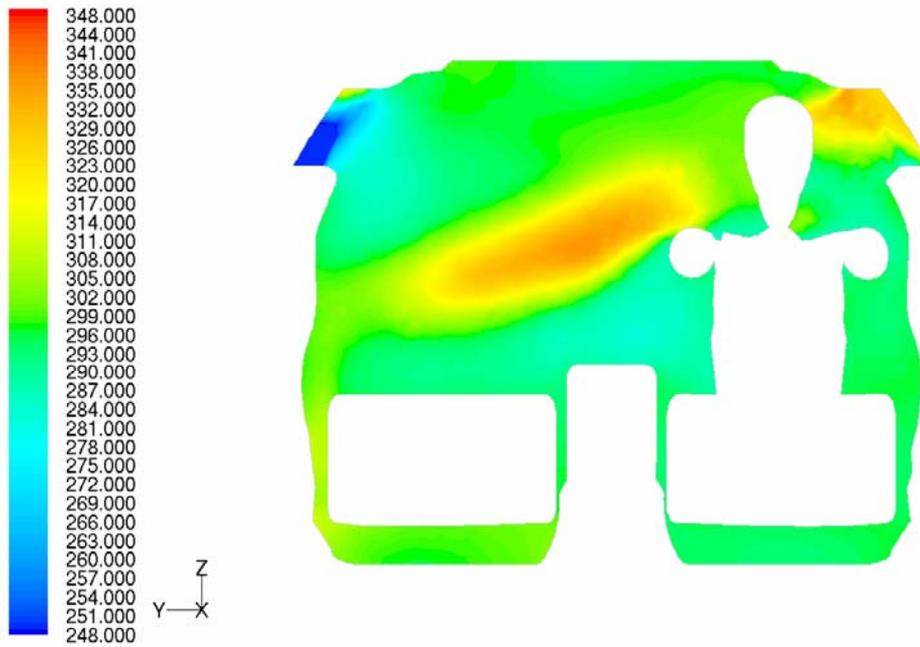


Figura 6.5 – Campo di temperatura statica

Temperatura radiante:



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

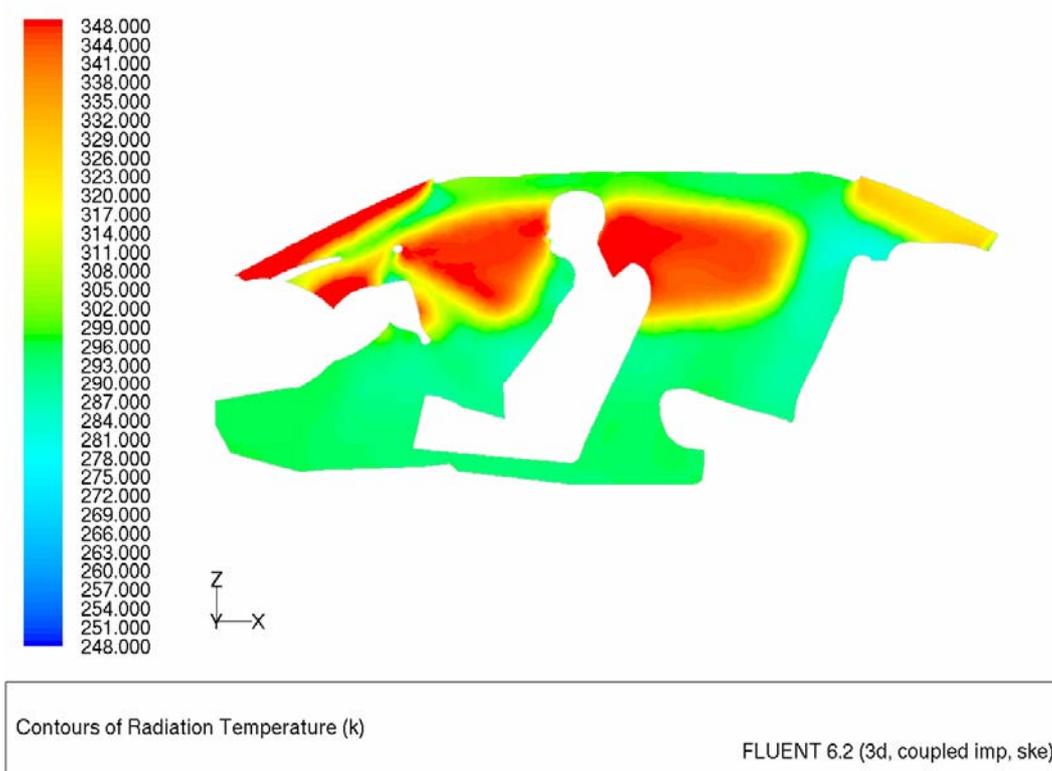


Figura 6.6 – Temperatura radiante

Analisi dei risultati

L'obiettivo del lavoro è quello di caratterizzare, all'interno dell'abitacolo, il flusso caldo al fine di ricavare attraverso l'analisi CFD la grandezze utili alla valutazione del confort termico; da uno studio teorico pregresso è risultato che le grandezze fisiche utili alla valutazione dell'indice di confort sono la velocità, la temperatura statica, la temperatura radiante e l'umidità dell'aria. Fluent, come si vede dalle figure riportate di sopra, stima il valore dei parametri appena descritti rendendo possibile il calcolo dell'indice.

La figura 6.1 descrive l'andamento, all'interno del dominio, della velocità evidenziando come il valore assunto globalmente dalla grandezza in questa simulazione sia leggermente maggiore rispetto a quello assunto nella prova a flusso freddo, figura 6.2; il motivo è da ricercare negli effetti prodotti nel campo dall'attivazione dell'equazione dell'energia e di conseguenza nella modellazione di un campo di temperatura: l'introduzione di una fonte di calore, infatti, aumenta, a livello microscopico, gli stati energetici delle particelle fluide, incrementando le

collisioni e la loro velocità. A livello macroscopico, il fenomeno descritto si traduce in un aumento globale del valore della velocità mantenendo inalterata la distribuzione qualitativa.

La figura 6.3-6.5, descrivono la distribuzione del campo di temperatura; dalla figura 6.3, si nota che, sebbene la temperatura esterna, quella dei finestrini, sia stata fissata in questa simulazione pari a 278 K , il campo di temperatura all'esterno dell'abitacolo non è costante e pari al valore assegnato, ma è modificato dalla presenza del fascio solare irradiante che ne altera localmente la distribuzione.

L'aver utilizzato per questa simulazione il "DO irradiation model" implica che il campo di temperatura statico all'interno del dominio non sia qualitativamente alterato dalla presenza di un modello di carico solare rispetto al caso in cui non ne sia attivato nessuno, vedi sola convezione, § 4.1; gli effetti del modello, infatti, sono inglobati nella risoluzione dell'equazione propria del "DO radiation model" e non, come avviene con l'attivazione del "Solar ray tracing", nell'equazione dell'energia che il solutore utilizza per la valutazione della temperatura.

La figura 6.6 permette la visualizzazione della distribuzione della temperatura radiante all'interno dell'abitacolo, la quale rappresenta una delle grandezze necessarie alla valutazione dell'indice di comfort; dall'analisi delle immagini è possibile anche estrapolare, in base al valore che la temperatura radiante assume, la direzione di provenienza del fascio radiante incidente l'abitacolo, figura 6.7.

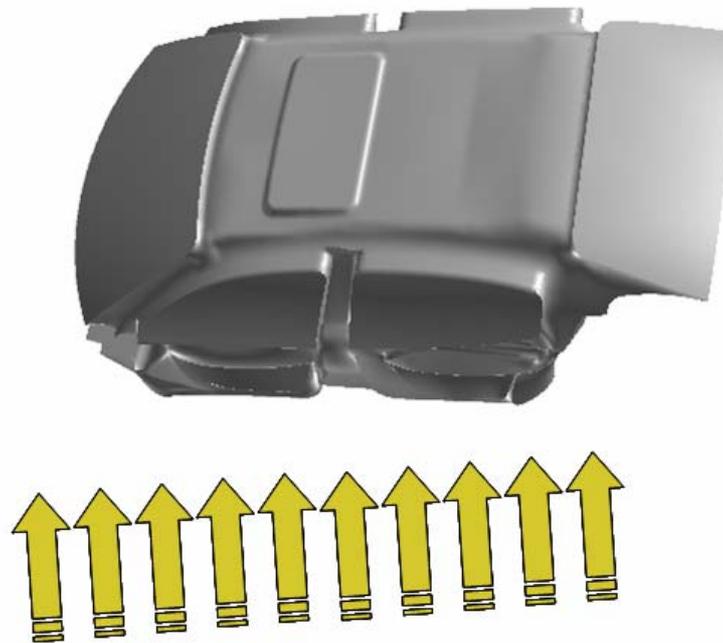


Figura 6.7 – Direzione dei raggi solari

6.2. Raffreddamento dell'abitacolo: effetti dovuti al posizionamento della vettura

Nel solutore vi è la possibilità di valutare l'irraggiamento e gli effetti del carico solare in funzione della posizione relativa tra il sole e l'automobile. Sono state quindi eseguite due simulazioni impostando il solutore con il medesimo modello, variando esclusivamente la posizione dell'automobile; ciò significa che nel primo caso l'asse longitudinale dell'automobile è orientato nella direzione est-ovest (E-O), mentre nel secondo nella direzione nord-sud (N-S). Tale variazione comporta differenze soprattutto nel campo di temperatura, in quanto questo è influenzato notevolmente dall'irraggiamento e quindi dalla direzione da cui provengono i raggi solari. Le caratteristiche salienti dei casi appena descritti sono riportati nella tabella seguente.

	Abitacolo orientato parallelamente a E-O (caso A1)			Abitacolo orientato parallelamente a N-S (caso A2)		
Temperatura esterna	300 K			300 K		
Temperatura del flusso all'uscita dalle bocchette	290 K			290 K		
Modello di irraggiamento	DO			DO		
“Solar load model”	“DO Irradiation”			“DO irradiation”		
Orientazione abitacolo		N	E		N	E
	X	0	1	X	1	0
	Y	1	0	Y	0	1
	Z	0	0	Z	0	0

Tabella 6.2 – Impostazioni di settaggio

L'asse x è l'asse longitudinale dell'abitacolo ed è dalla sua orientazione che si evince la posizione dell'automobile. Le differenze principali tra i due casi riguardano soprattutto i parametri fisici legati alla temperatura radiante ed ai flussi di calore attraverso i finestrini dell'automobile, che sono le uniche superfici semi-trasparenti, ovvero che, oltre ad assorbire e riflettere la radiazione solare, la rifrangono. Per quanto riguarda i campi di velocità e di pressione, nei due casi essi dovrebbero essere almeno qualitativamente simili.

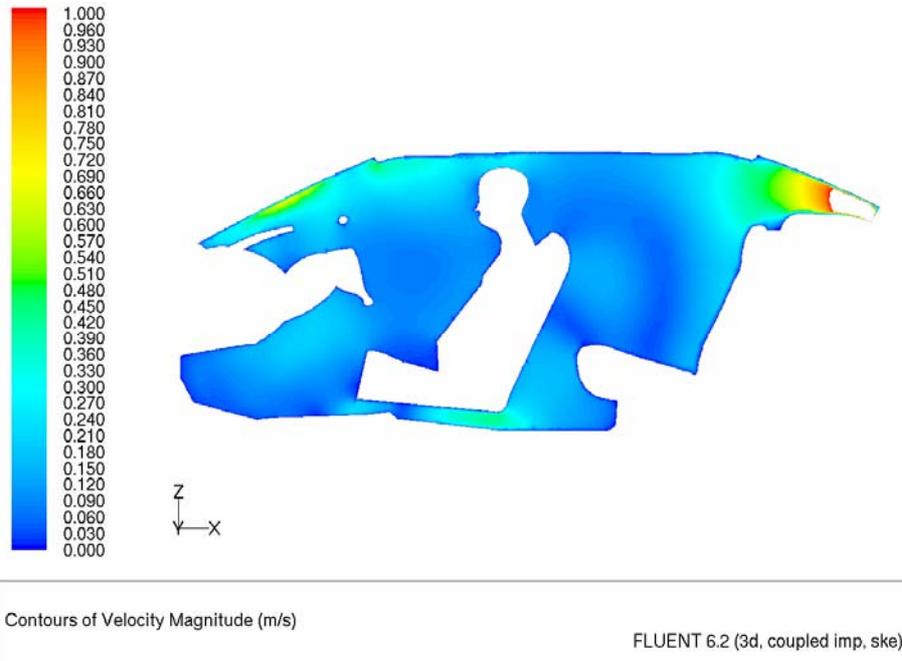
6.2.1. Effetti della posizione dell'abitacolo sui campi di velocità, pressione e densità

Il campo di velocità per i due casi, sui piani posti all'interno del dominio, è mostrato nelle figure seguenti. Si nota come esso si mantenga qualitativamente simile, ma nel caso A2 l'intensità del campo di velocità sia leggermente superiore. Questo può essere giustificato osservando che il flusso di calore che entra nel dominio di calcolo (cioè nell'abitacolo) nei due casi non può essere lo stesso; quindi, variando l'intensità della temperatura, varia necessariamente l'intensità della

pressione e, di conseguenza, il modulo della velocità. Occorre sottolineare che, pur variando quantitativamente, tali campi non variano qualitativamente.

Campo di velocità:

Caso A1



Caso A2

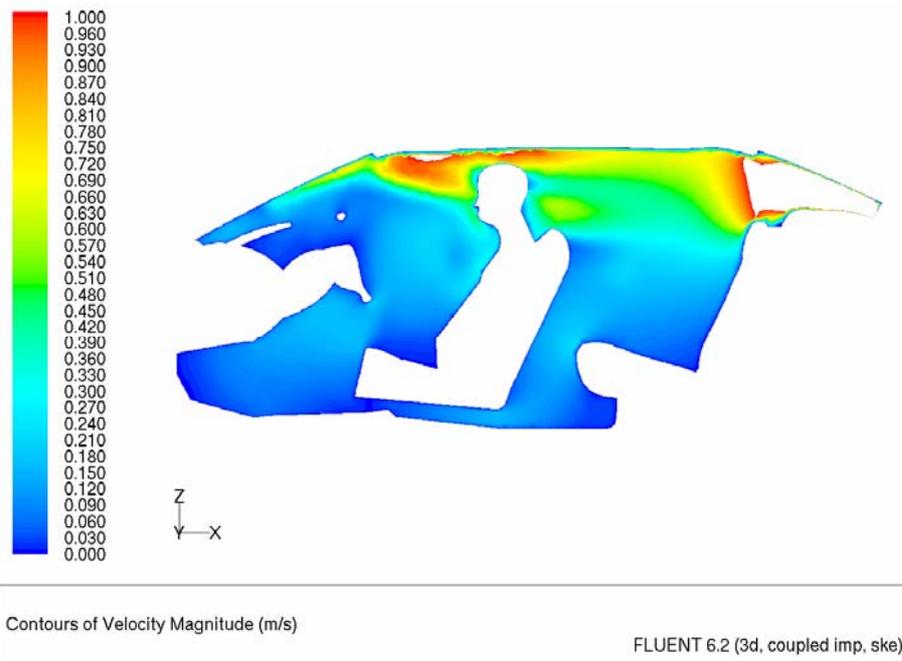
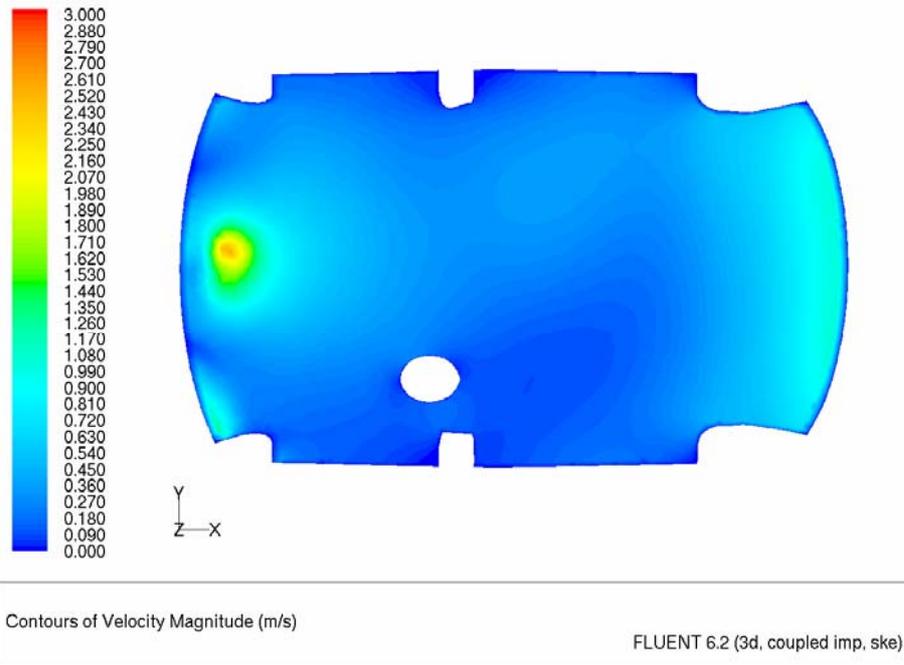


Figura 6.8 - Campo di velocità

Campo di velocità:

Caso A1



Caso A2

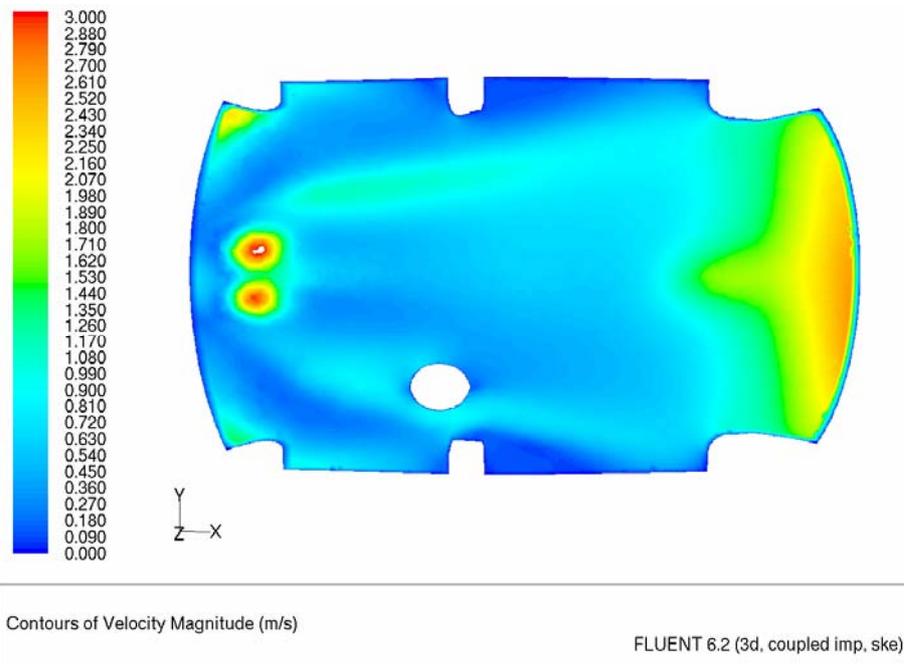


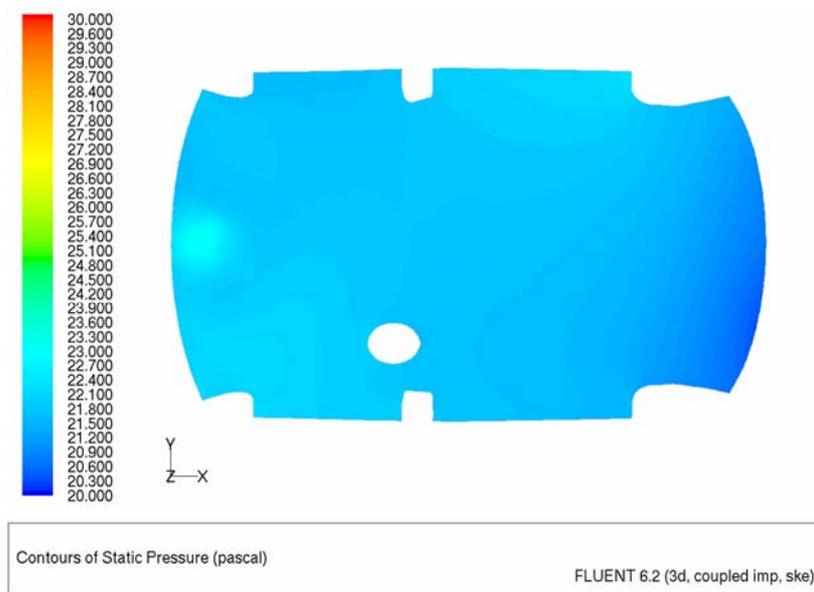
Figura 6.9 - Campo di velocità

Nel caso A2, il campo di velocità ha, localmente, intensità maggiore; questo è dovuto alla maggior energia disponibile alle particelle di fluido in questo caso. Tale fenomeno deriva dalla diversa tipologia fisica con cui l'energia stessa entra nell'abitacolo: se i raggi solari entrano direttamente, la loro energia viene per la maggior parte trasformata in aumento di temperatura; viceversa, se i raggi solari non entrano direttamente nell'abitacolo, vuol dire che incidono su una superficie grigia che non rifrange ma assorbe: aumentando quindi la temperatura superficiale, a causa della convezione aumenta la velocità del flusso in prossimità della parete e quindi in tutto il campo. E' lecito attendersi, quindi, che, essendo la velocità maggiore nel caso A2, la temperatura all'interno dell'abitacolo sia maggiore nel caso A1.

Nella figura seguente è mostrato il campo di pressione nei due casi; si nota che esso è qualitativamente il medesimo, ma l'intensità dello stesso è differente. Si riporta infine il campo di densità, calcolato con il modello di "ideal gas" per l'aria, e dipendente quindi da pressione e temperatura.

Variatione di pressione rispetto alla pressione ambiente:

Caso A1



Caso A2

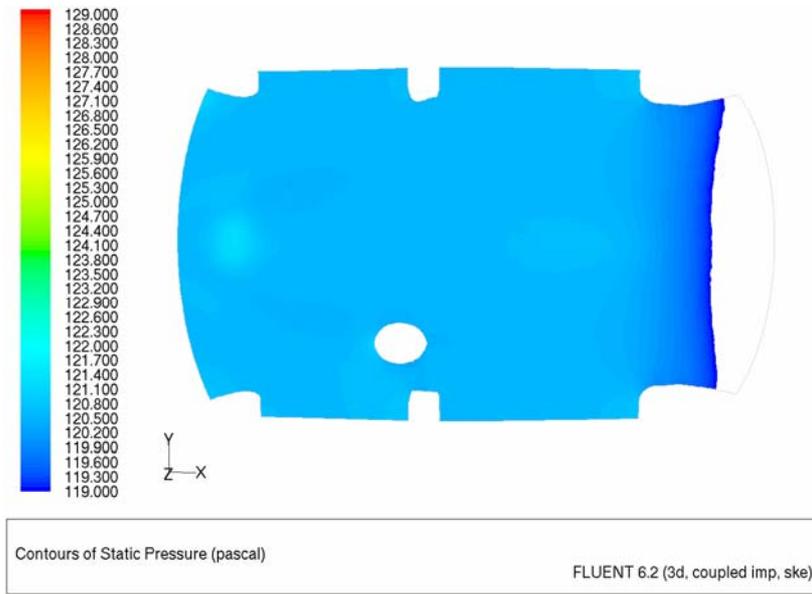
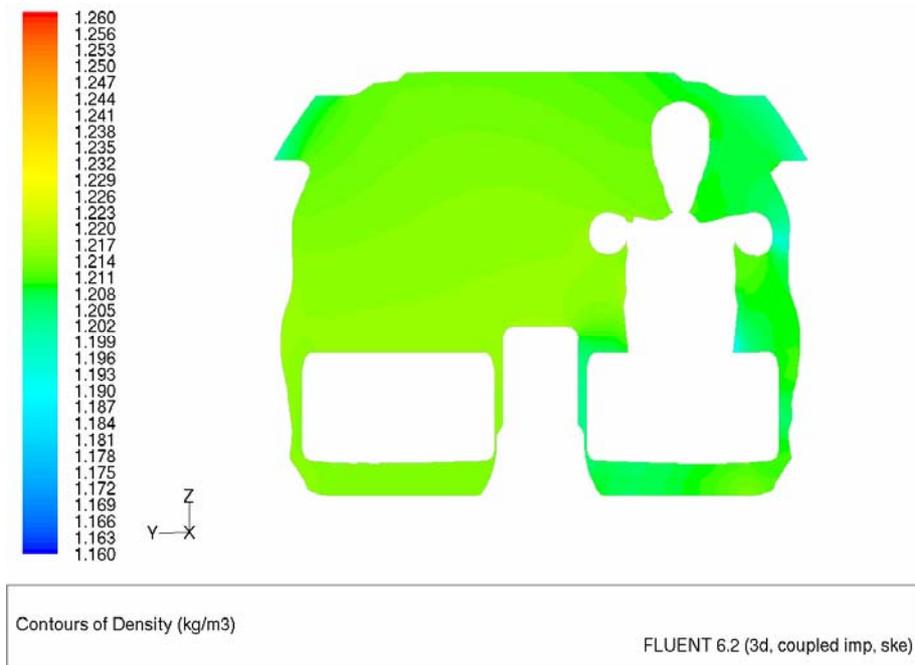


Figura 6.10 - Campo di pressione statica

Campo di densità:

Caso A1



Caso A2

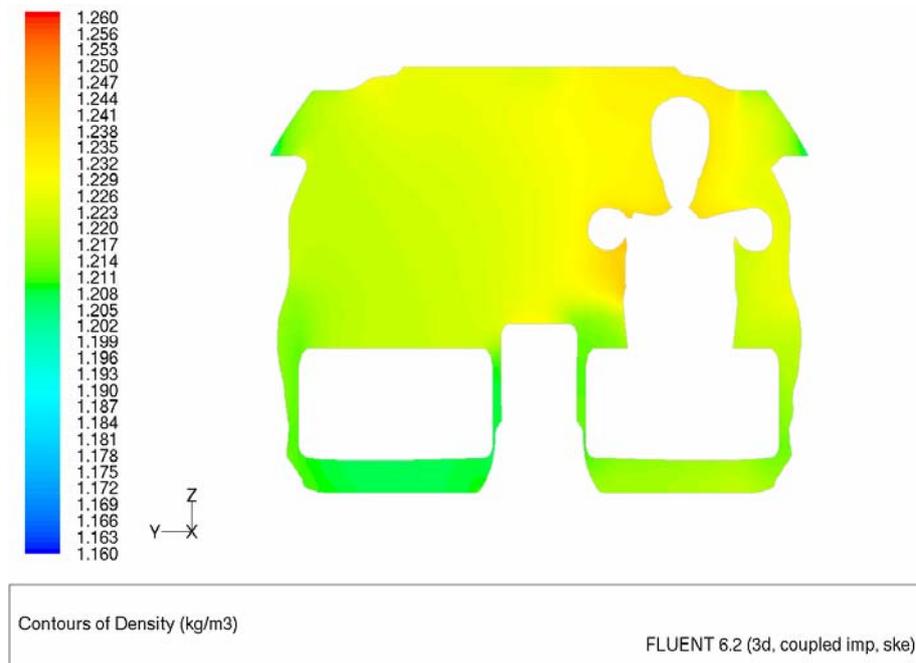


Figura 6.11 - Campo di densità

Per concludere si possono effettuare le considerazioni seguenti:

- variando l'orientazione dell'abitacolo, la quantità di calore radiante che entra nell'abitacolo varia in funzione dell'esposizione dello stesso ai raggi solari;
- variando tale parametro, vengono leggermente modificati i campi di velocità e di pressione, ma solo a livello quantitativo: qualitativamente, infatti, si mantengono gli stessi;
- in particolare, il campo di velocità dà luogo a flussi meno intensi nel caso A1; ciò deriva dalla minore energia a disposizione del flusso stesso all'interno dell'abitacolo;
- nel caso A2 vi è un incremento di pressione statica, rispetto al caso A1, di 100 Pa ; tale incremento diminuisce nella zona posteriore dell'abitacolo;
- come combinazione dei campi di pressione e temperatura (che sarà analizzato nel paragrafo seguente), è interessante valutare anche la distribuzione di densità; si vede (figura 6.11) come essa sia pressoché costante e pari al valore

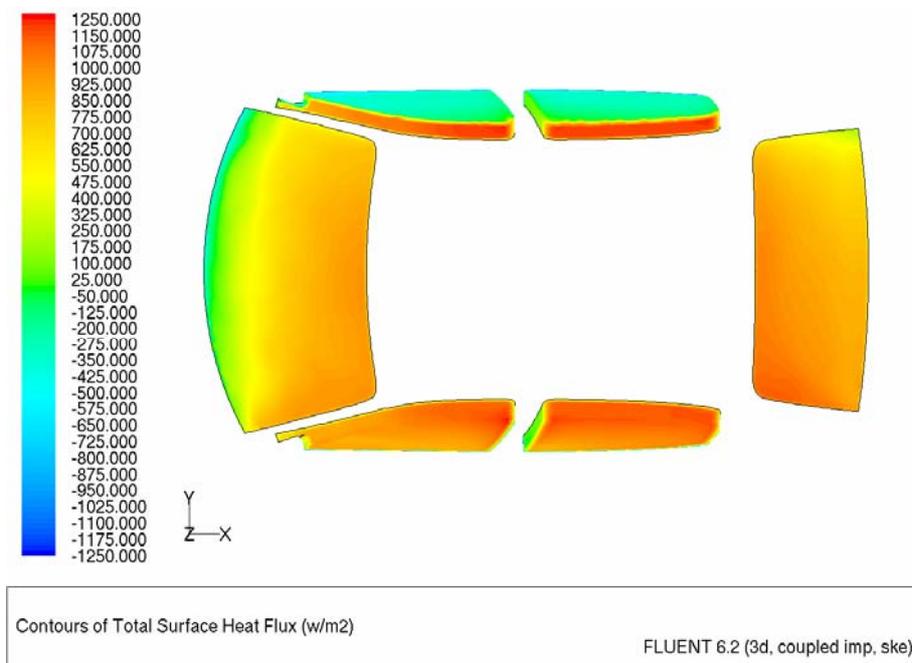
che assume per $T = 15^{\circ}\text{C}$ ($\rho = 1.225 \text{ Kg} / \text{m}^3$). Da ciò si evince che, essendo la pressione maggiore del valore standard, ed essendo attivato il modello di “ideal gas”, anche la temperatura deve essere maggiore di 15°C . Tale comportamento è accentuato nelle zone in cui la densità assume valori inferiori a $\rho = 1.225 \text{ Kg} / \text{m}^3$.

6.2.2. Effetti dell’orientazione dell’abitacolo sui campi legati alla temperatura

In base all’orientazione della griglia, risultano diverse le superfici attraverso le quali entra la maggior parte della radiazione solare e, di conseguenza, risultano differenti i flussi di calore attraverso i finestrini e le distribuzioni di temperatura statica, totale e radiante, oltre che le zone d’ombra all’interno del dominio di calcolo. Si riportano, di seguito, le visualizzazioni relative al flusso di calore totale attraverso i finestrini e ai flussi radianti riflesso e rifratto.

“Total surface heat flux” attraverso i finestrini:

Caso A1



Caso A2

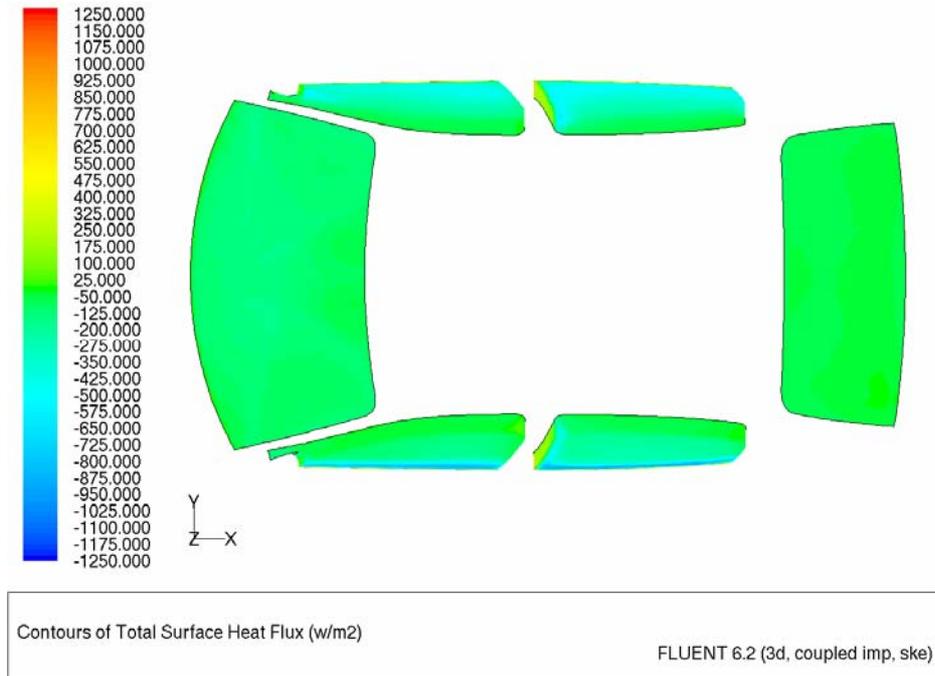
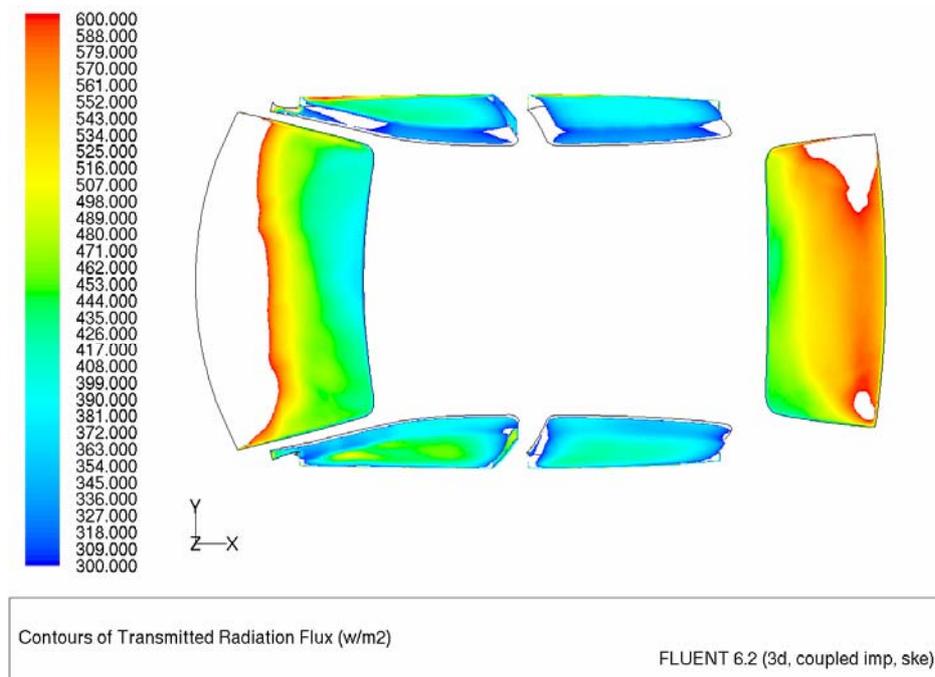


Figura 6.12 - Flusso totale di calore

“Transmitted radiation flux” attraverso i finestrini:

Caso A1



Caso A2

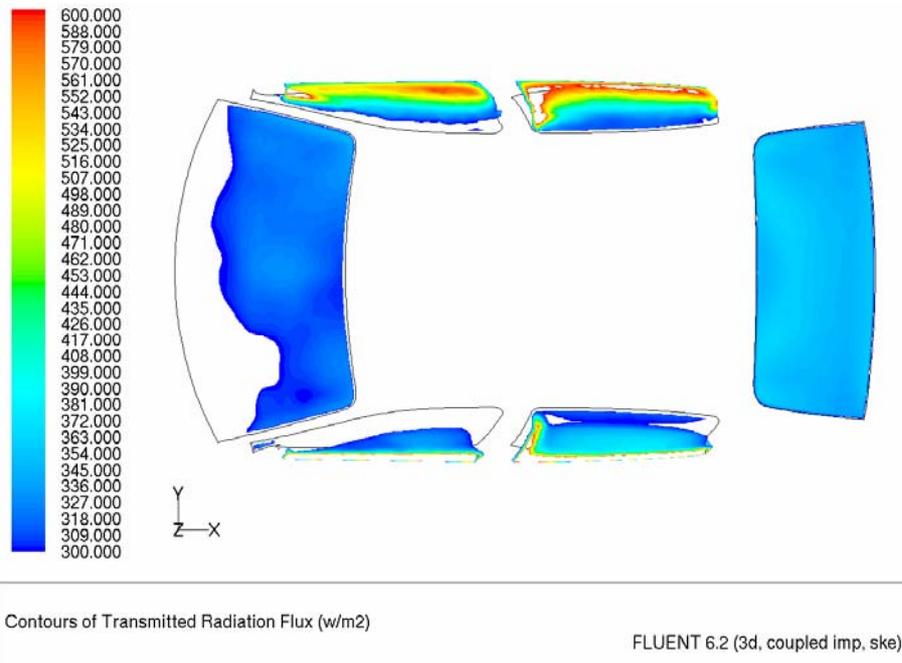
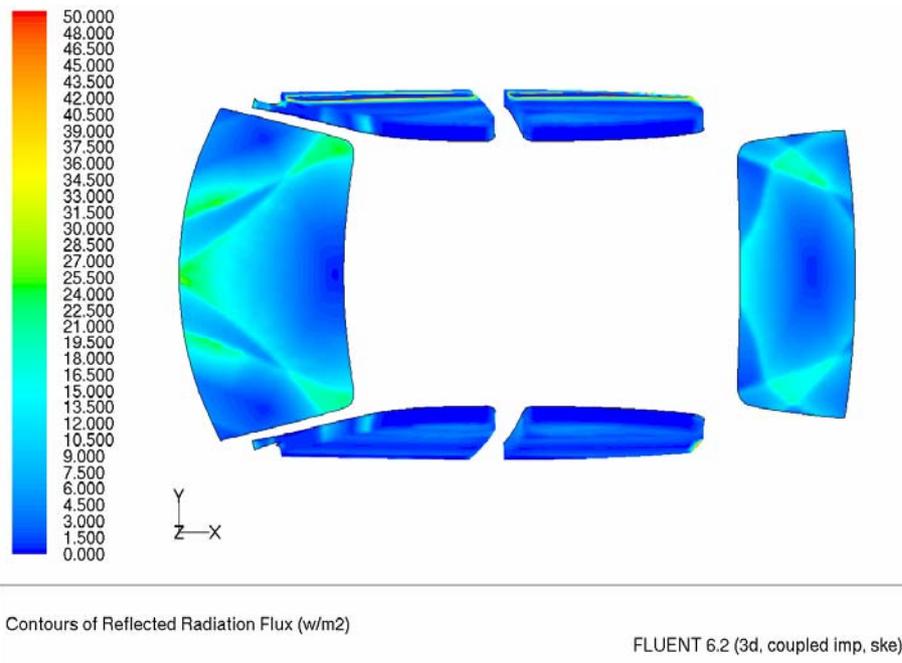


Figura 6.13 - Flusso radiante trasmesso

“Reflected radiation flux” attraverso i finestrini:

Caso A1



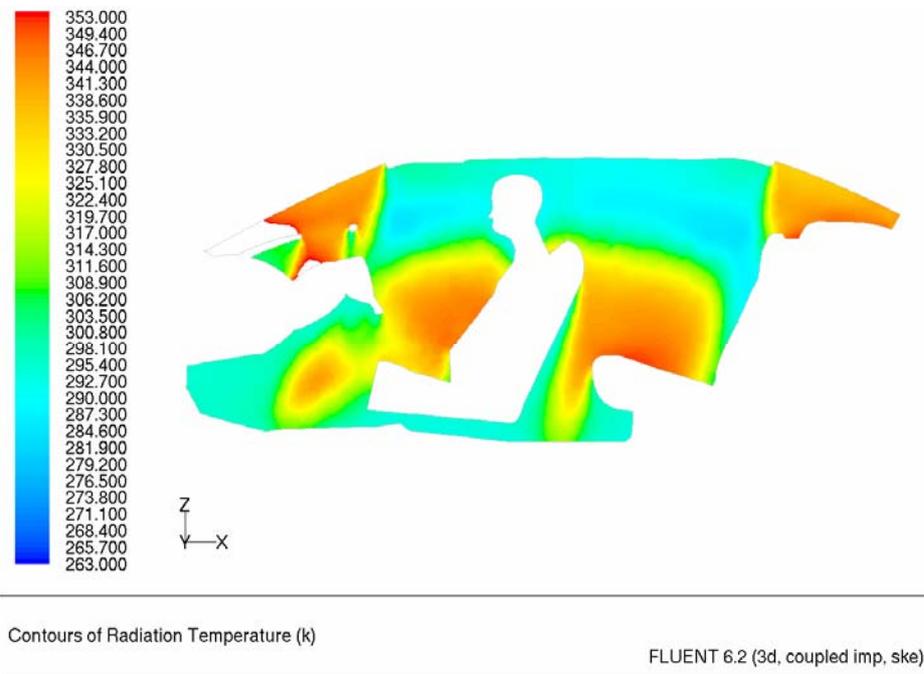
dell'abitacolo, siano maggiori le zone d'ombra rispetto a quelle colpite dalla luce solare;

- dalla Figura 6.19 si può notare come la maggior parte della radiazione solare sia rifratta nell'abitacolo dai finestrini laterali destri nel caso A2, e da quelli anteriore e posteriore nel caso A1; avendo questi ultimi una superficie maggiore dei primi, la radiazione che entra nell'abitacolo risulta maggiore;
- la radiazione riflessa è di almeno un ordine di grandezza rispetto a quella trasmessa, ed è quindi rispetto a quest'ultima di minore rilevanza ai fini della distribuzione di temperatura all'interno dell'abitacolo.

Per capire meglio gli effetti dei modelli di irraggiamento e di carico solare è opportuno analizzare le distribuzioni di temperatura radiante e di radiazione incidente le cui intensità, per quanto detto precedentemente, devono essere necessariamente diverse, ed in particolare, maggiori nel caso A1.

Temperatura radiante:

Caso A1



Caso A2

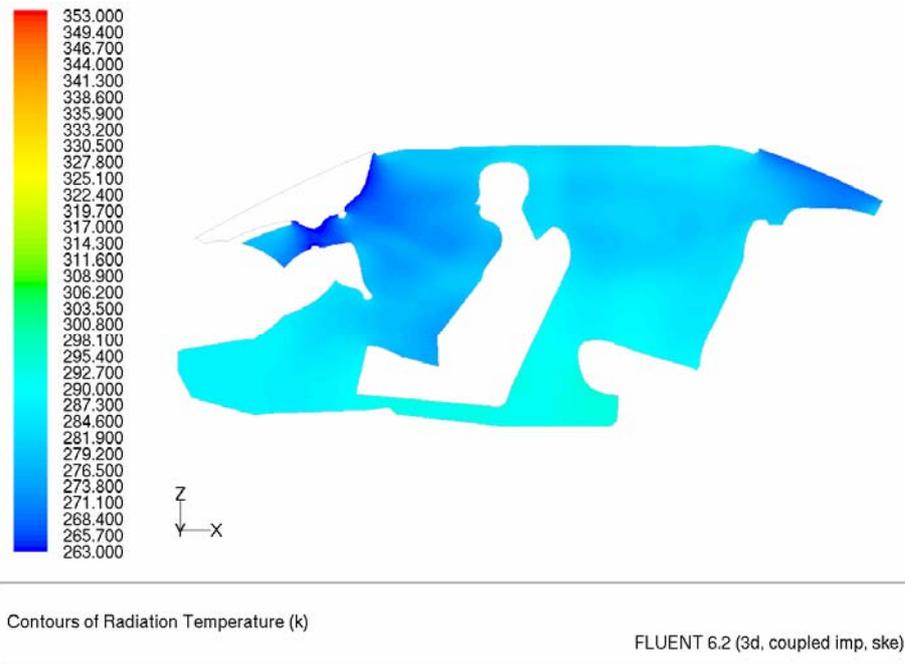
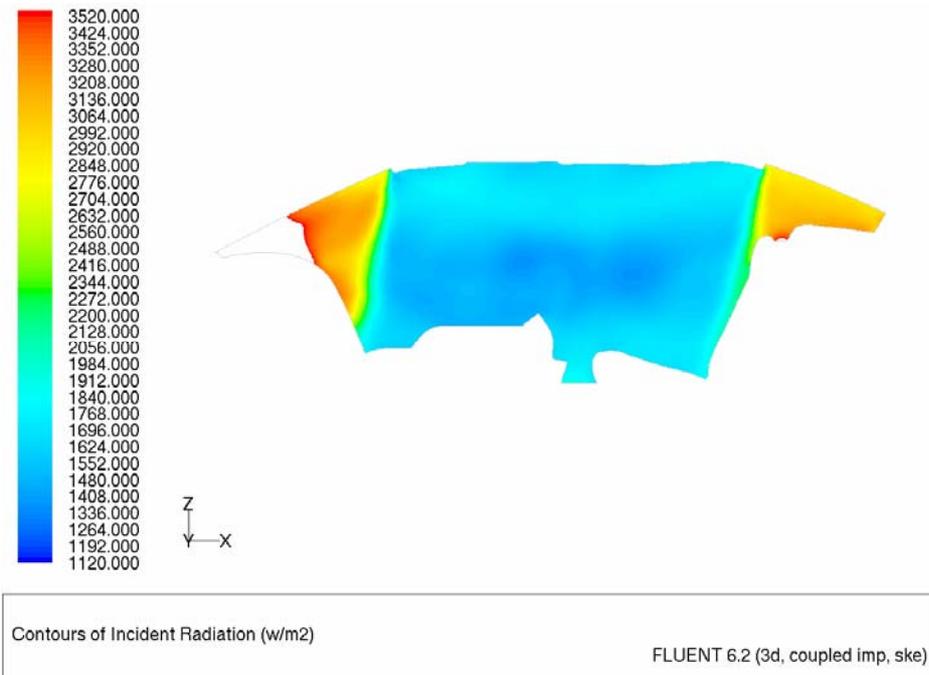


Figura 6.15 - Temperatura radiante

Radiazione incidente:

Caso A1



Caso A2

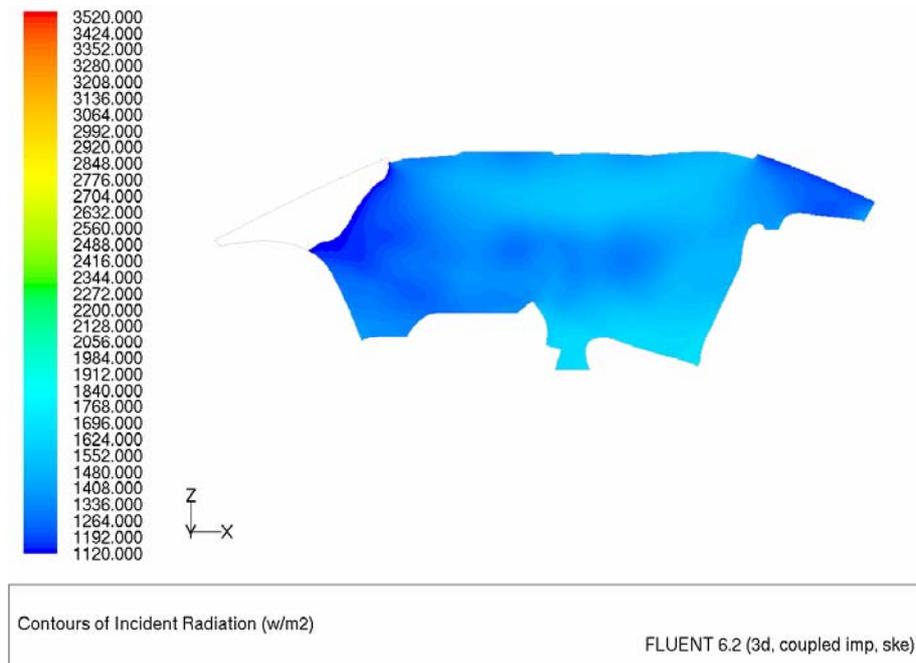
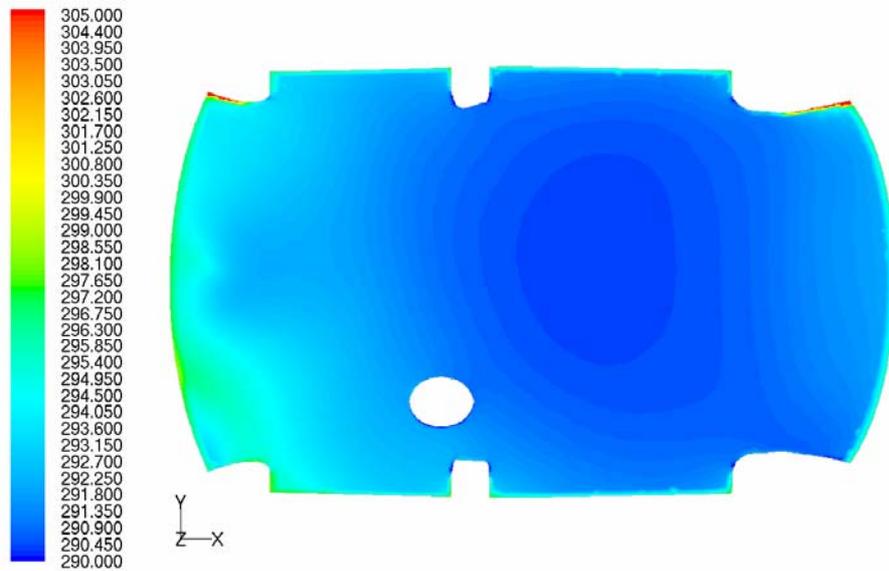


Figura 6.16 - Radiazione incidente

Si può osservare come, nel caso A1, il flusso radiante attraversi sia il parabrezza ed il lunotto che i finestrini laterali: ciò si nota in particolare dalla Figura 6.21, nella quale si notano le proiezioni del flusso radiante entrante dai finestrini; esse sono posizionate nella parte inferiore dell'abitacolo in quanto il sole illumina la vettura dall'alto. Nel caso A2, invece, si hanno per la maggior parte zone d'ombra all'interno del dominio e quindi, sia la radiazione incidente che la temperatura radiante assumono valori limitati.

Temperatura statica:

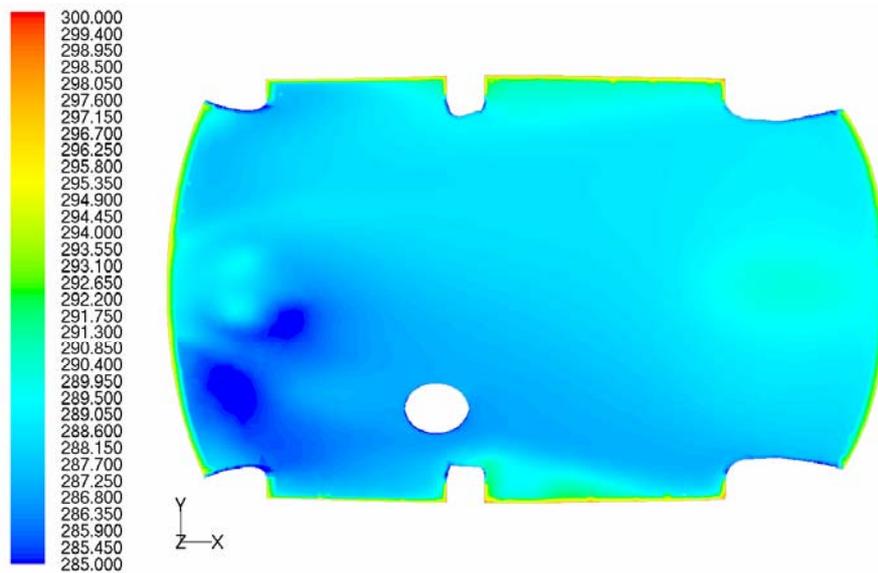
Caso A1



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Caso A2



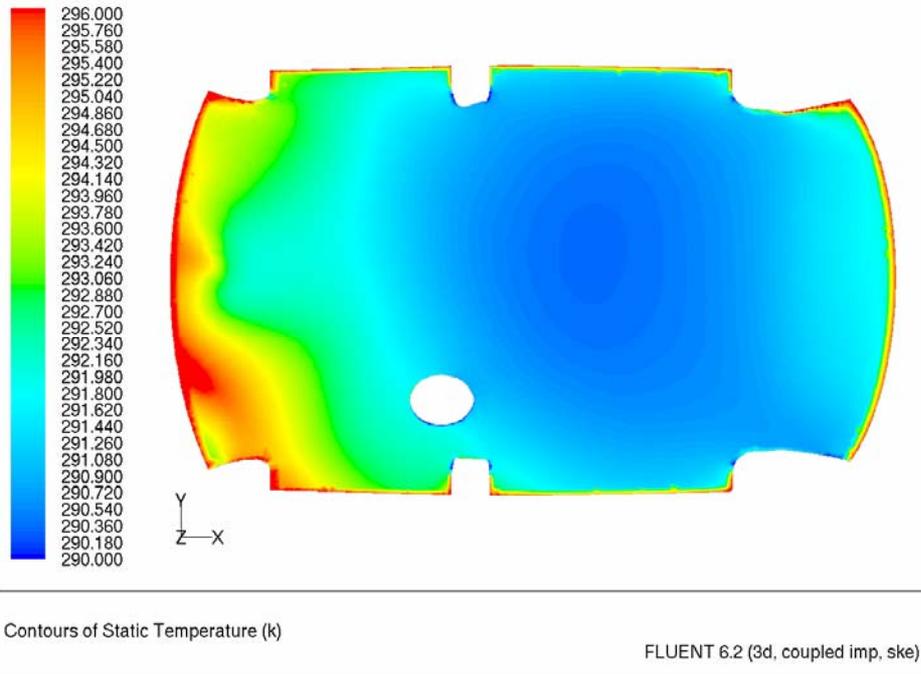
Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Figura 6.17 - Campo di temperatura statica

Temperatura statica:

Caso A1



Caso A2

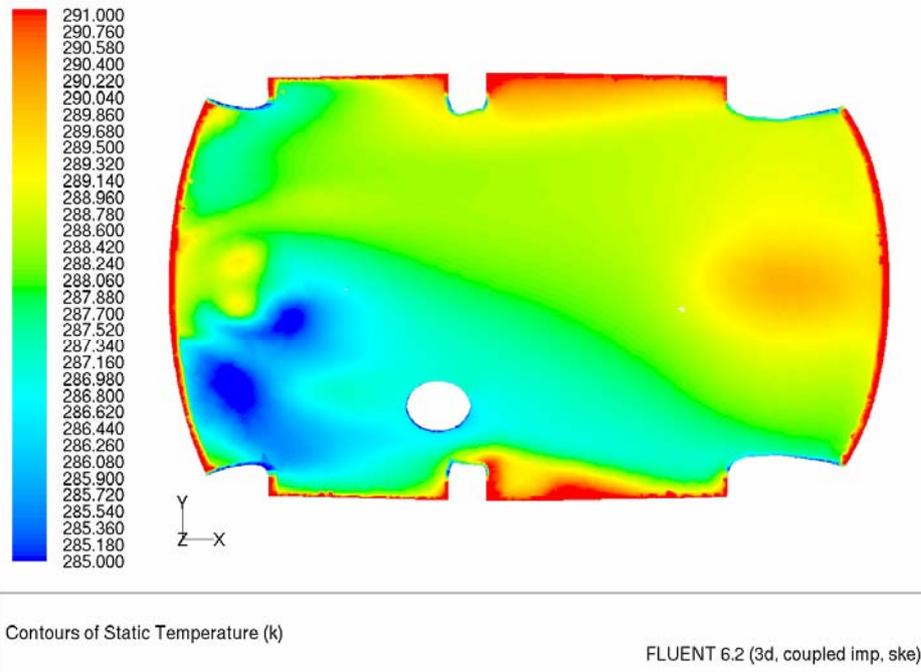
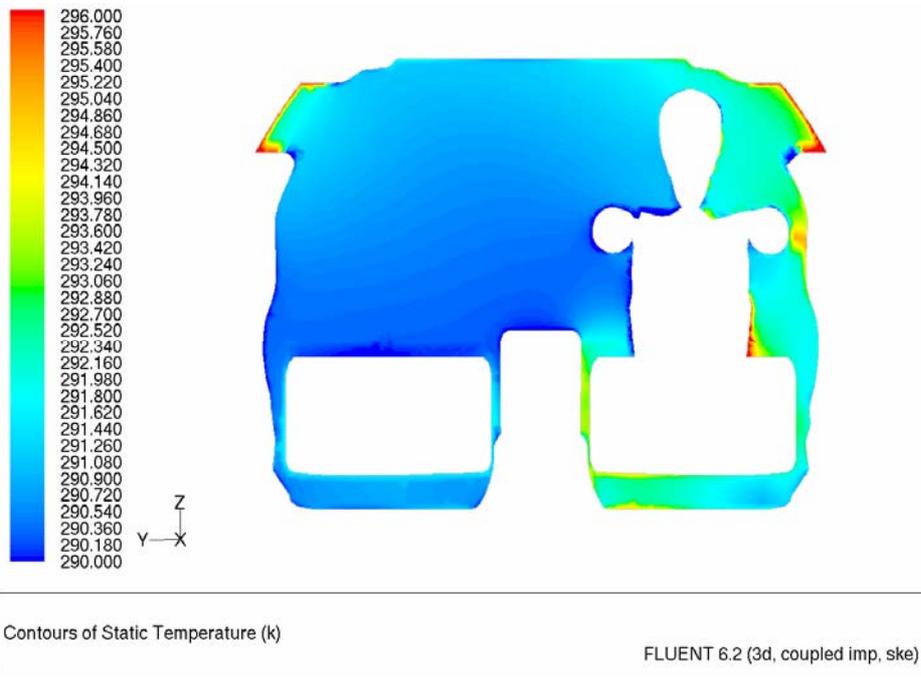


Figura 6.18 - Campo di temperatura statica

Temperatura statica:

Caso A1



Caso A2

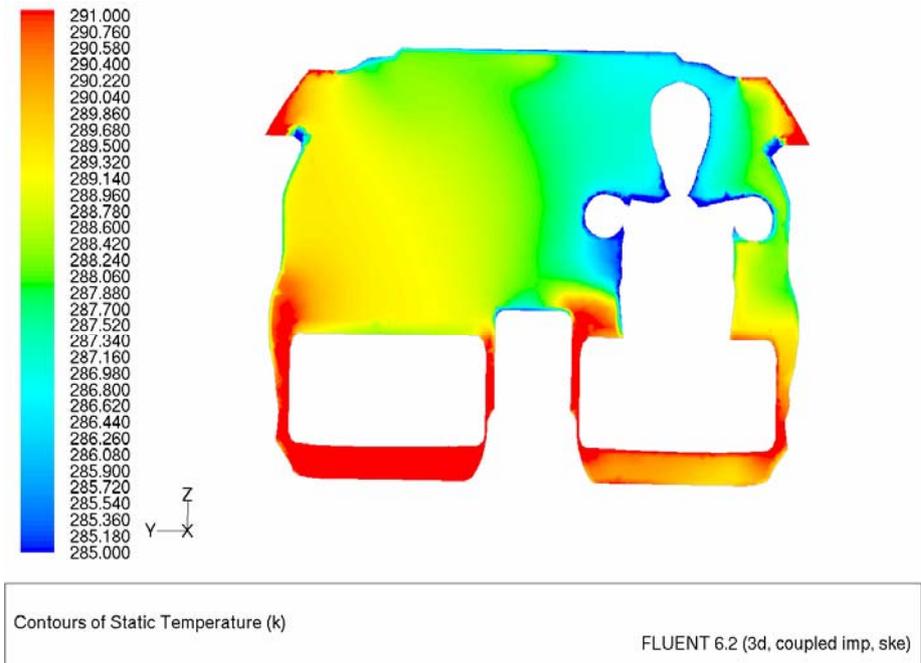


Figura 6.19 - Campo di temperatura statica

6.2.3. Conclusioni

Dall'analisi delle visualizzazioni del campo di velocità si possono trarre le seguenti conclusioni:

- la tipologia del campo di temperatura dipende dalla posizione relativa tra il sole e l'abitacolo;
- il campo di temperatura varia in intensità nei due casi analizzati;
- l'irraggiamento solare diretto contribuisce ad aumentare la temperatura di qualche grado all'interno dell'abitacolo;
- si hanno forti gradienti di temperatura in corrispondenza dei finestrini, in prossimità dei quali vi è flusso termico convettivo;
- nella zona interna del dominio la temperatura è circa costante;
- per quanto riguarda il comfort del manichino, in entrambi i casi le temperature ad esso adiacenti sono pressoché le stesse, al massimo si hanno variazioni inferiori ad $1 K$; questo è causato dall'aver imposto convezione attraverso il sedile. La cui temperatura iniziale, in entrambi i casi, è pari a $293 K$;

Si può dunque affermare che il solutore permette di simulare il flusso di calore radiante ed il carico solare coerentemente con quanto avviene nella realtà: infatti, all'interno dell'abitacolo si percepiscono temperature diverse, a parità di tutti gli altri parametri, a seconda della posizione del sole, e quindi orientamento dell'abitacolo, durante il giorno (ora) e durante l'anno (data).

Il parametro "grid orientation", dunque, assume notevole rilevanza all'interno della simulazione in quanto determina differenti campi di temperatura e velocità a seconda di come è posizionato l'abitacolo. Questo permette dunque di poter avere un modello di carattere generale che permetta di valutare il carico solare in tutte le possibili situazioni reali.

6.3. Raffreddamento “DO radiation model” con “Solar Ray Tracing”

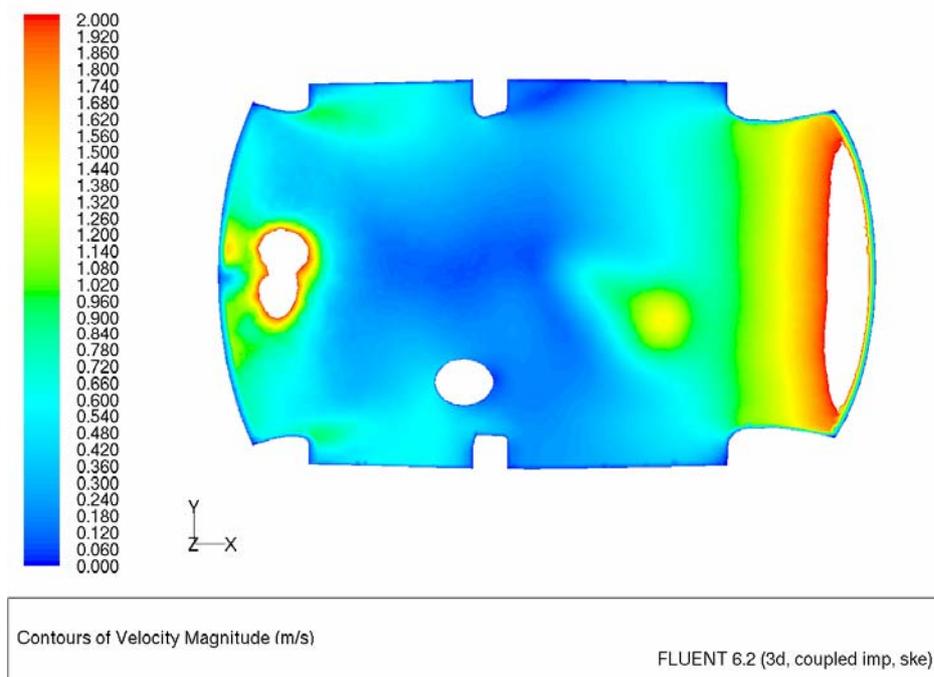
La prova di seguito descritta è un esempio di ottimizzazione di settaggio dei parametri liberi per simulare il raffreddamento dell’abitacolo utilizzando come modello di irraggiamento solare il “Solar Ray Tracing”. L’impostazione del modello completo prevede oltre la definizione dell’irraggiamento, anche la definizione del meccanismo di scambio termico convettivo attraverso la definizione delle boundary condition e dei materiali. Il settaggio caratterizzante la prova è mostrato nella tabella sottostante:

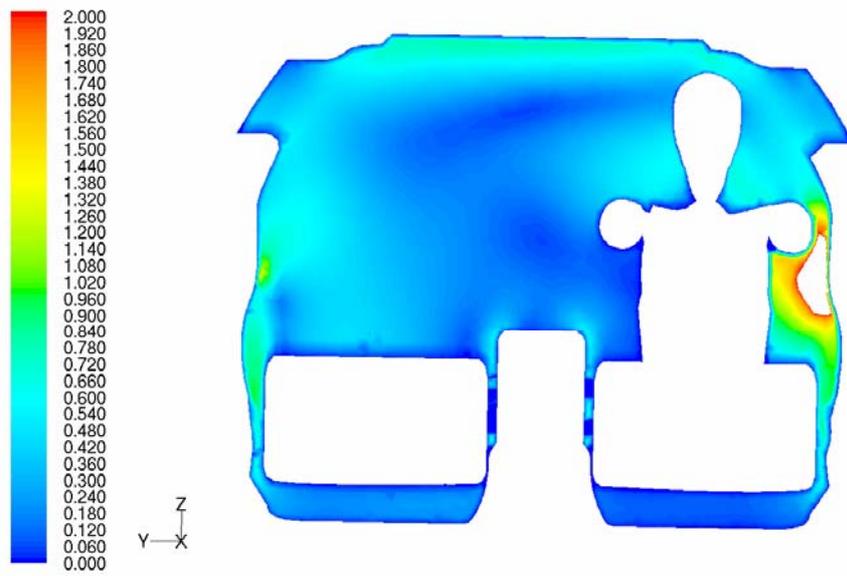
Temperatura flusso in uscita dalle bocchette	290	K
Temperatura finestrini	300	K
Temperatura sedile	293	K
Convezione attraverso i finestrini	attiva	-

Tabella 6.3 - Impostazioni di settaggio

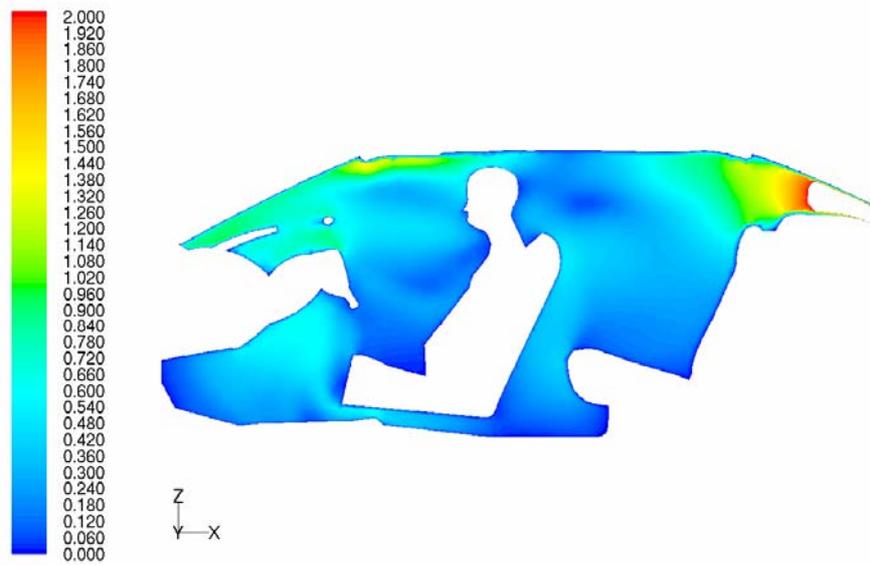
Visualizzazioni

Campo di velocità:





Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Figura 6.20 – Campo di velocità

Campo di temperatura:

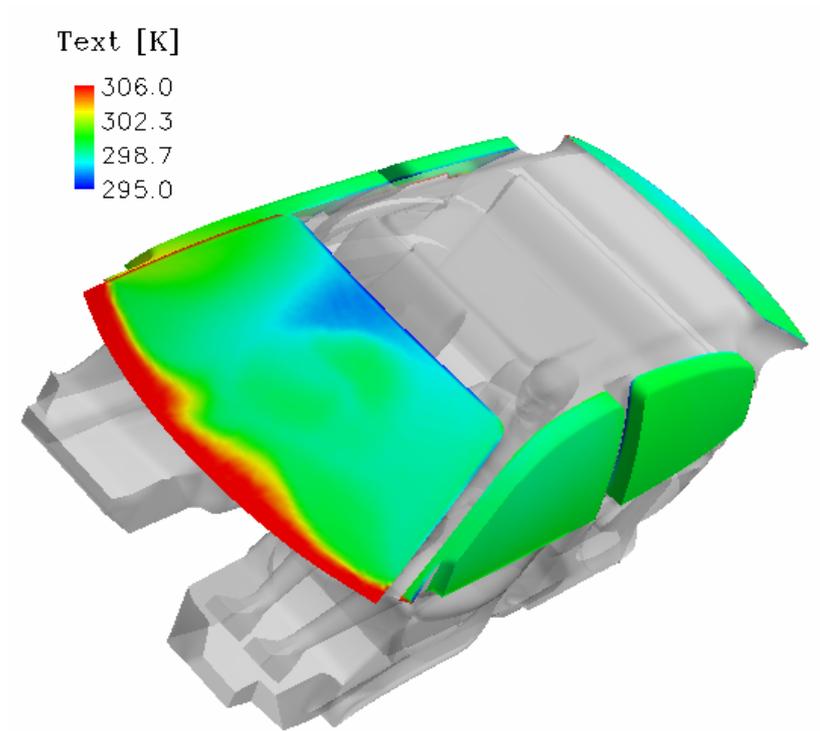


Figura 6.21 – Campo di temperatura statica

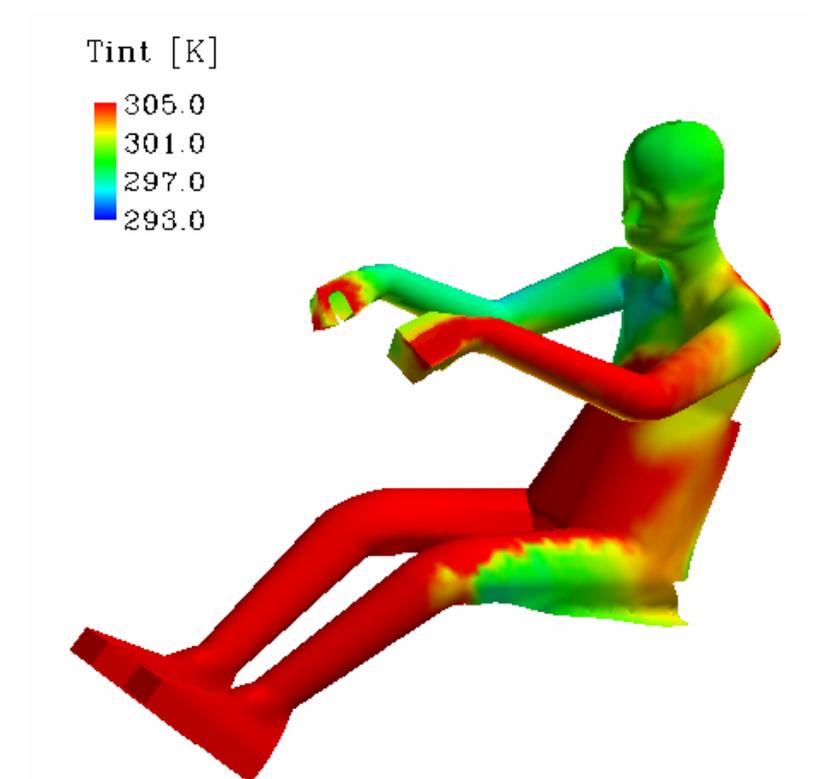
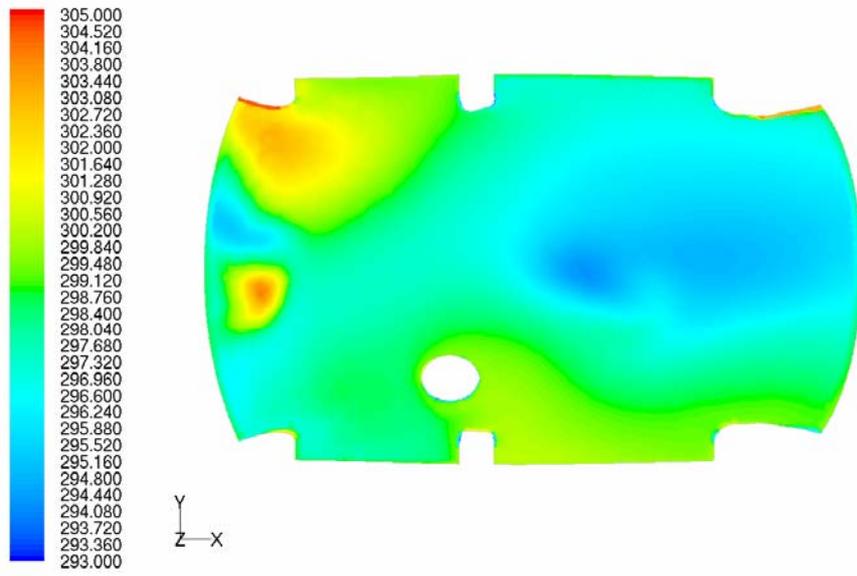
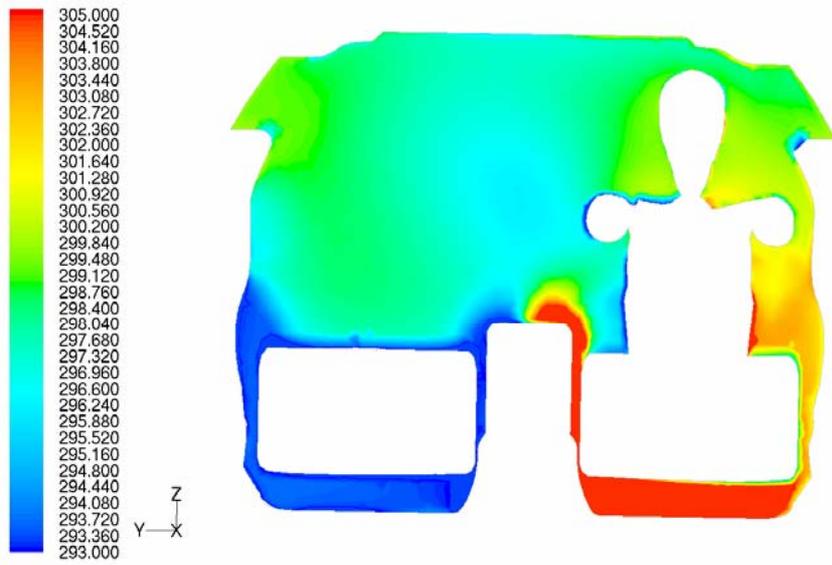


Figura 6.22 – Campo di temperatura statica



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

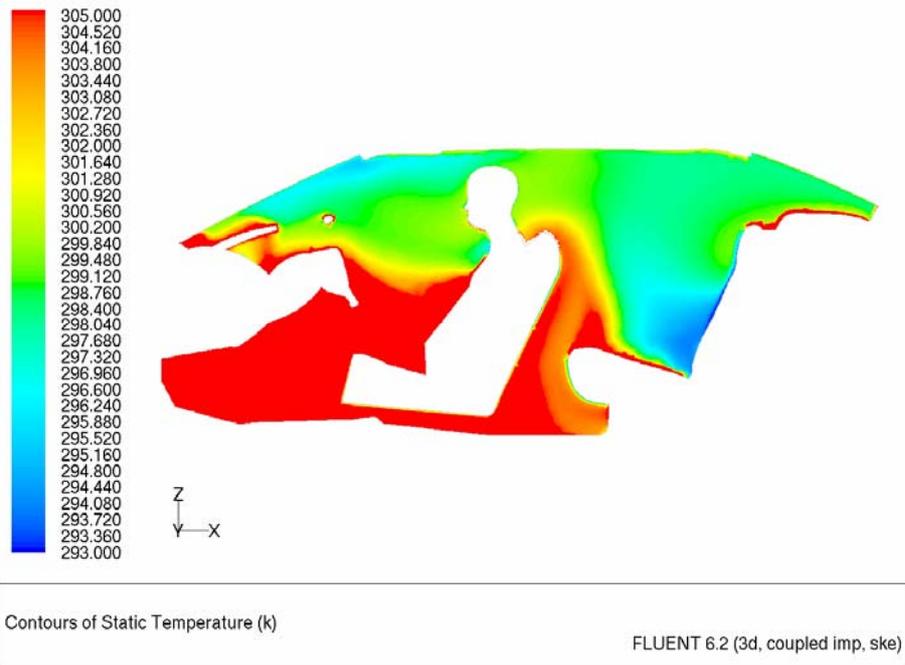
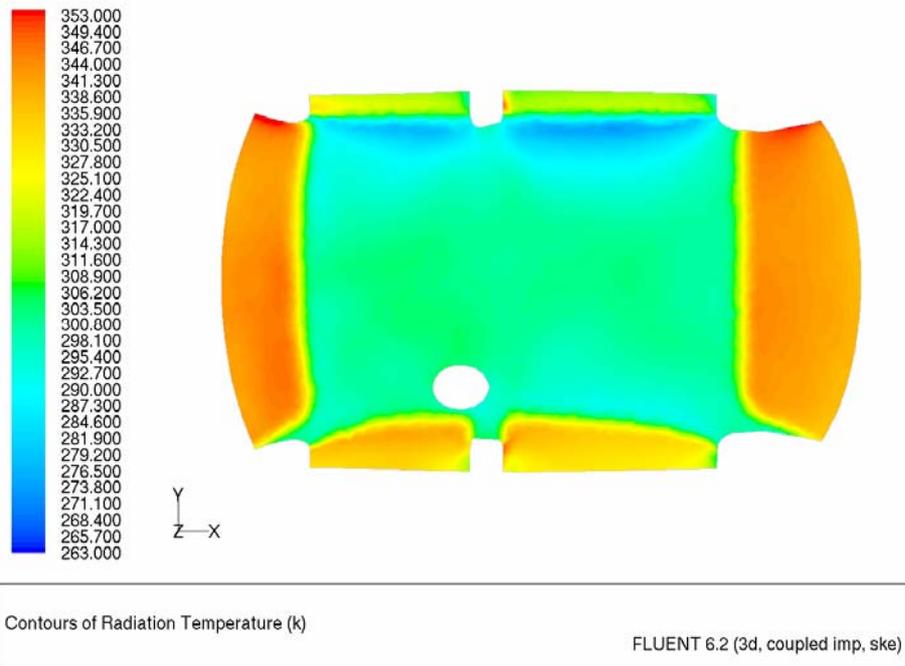


Figura 6.23 – Campo di temperatura

Temperatura radiante:



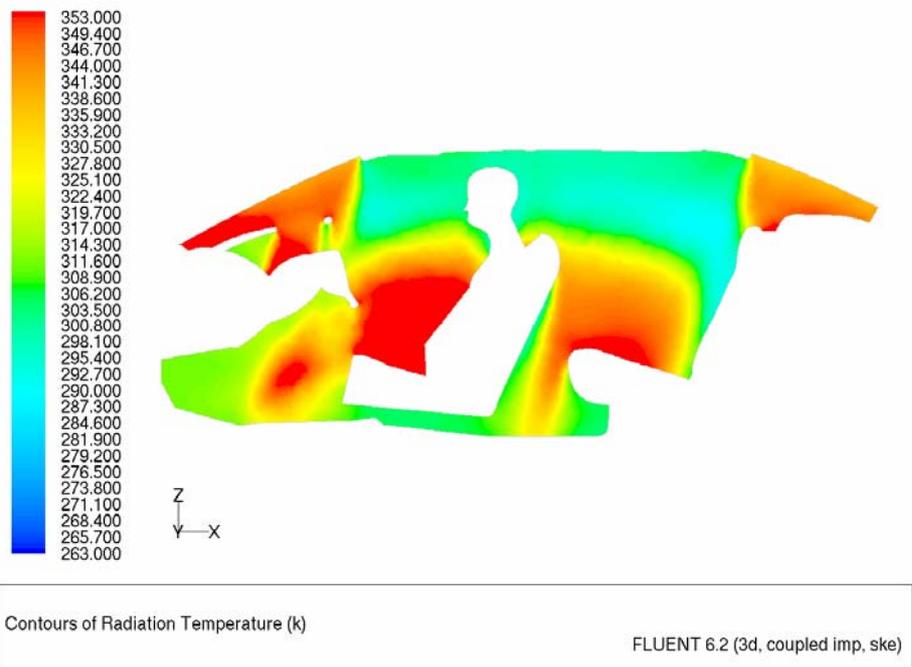
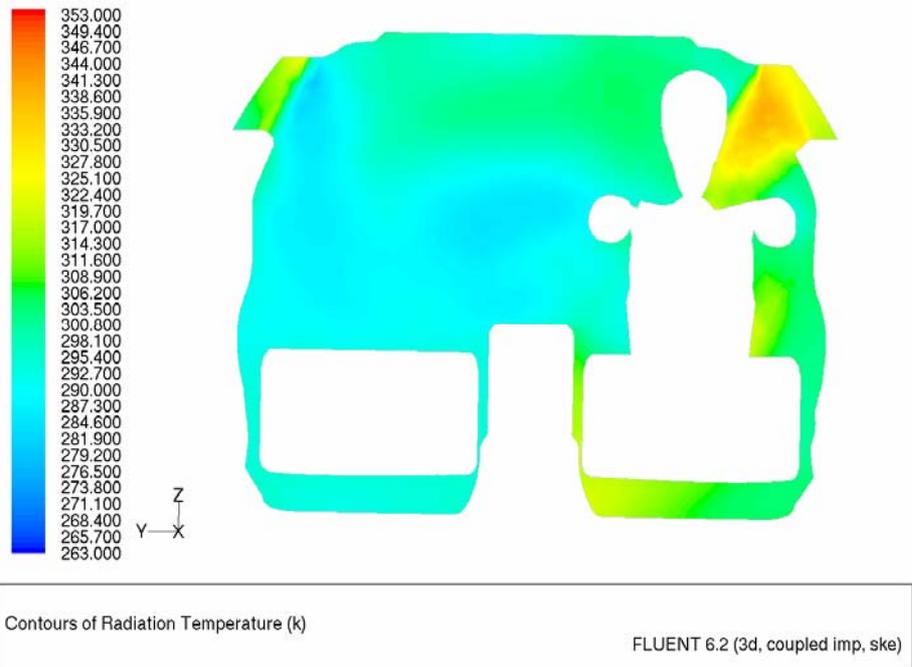


Figura 6.24 – Temperatura radiante

Analisi dei risultati

Il “Solar Ray Tracing”, come già stato detto, applica il carico solare come sorgente di calore all’equazione dell’energia risolvendo la quale il solutore ricava il campo di temperatura all’interno del dominio computazionale e valuta l’irraggiamento tramite la risoluzione dell’equazione del “DO radiation” che non viene modificata. Quanto esposto si traduce in una variazione non solo quantitativa ma anche qualitativa del campo di velocità all’interno dell’abitacolo, figura 6.20, rispetto al flusso freddo, figura 6.2: attivando l’equazione dell’energia, alla quale è associato un campo di temperatura, e facendo risolvere al solutore le RANS in modalità “coupled”, infatti, il meccanismo microscopico associato alla maggiore mobilità delle particelle fluide si ripercuote anche a livelli macroscopici. Il campo di temperatura, figure 6.21-6.23, è variato qualitativamente rispetto al caso in cui il carico solare è stato valutato col “DO irradiation”: all’equazione dell’energia, infatti, è stata aggiunta una sorgente di calore dovuta al modello in esame la quale altera localmente il campo.

La figura 6.22 mostra la distribuzione della temperatura statica sul guidatore: dall’immagine si nota che la grandezza assume valori maggiori in corrispondenza delle zone colpite direttamente dalla radiazione solare; utilizzando il “DO irradiation”, invece, per conoscere la direzione del fascio luminoso si sarebbe dovuta utilizzare la temperatura radiante.

7. Punti di campionamento per il confronto computazionale-sperimentale

Il lavoro fin qui svolto ha portato alla definizione di alcune impostazioni ottimali del solutore mediante le quali si sono ottenuti dei risultati che, in linea teorica, sono del tutto plausibili. Tuttavia, questo non basta per affermare che tali risultati mostrino in effetti ciò che si verifica realmente all'interno dell'abitacolo. A tal proposito si ritiene opportuno confrontare i risultati numerici con quelli di future campagne sperimentali; si è quindi resa necessaria la definizione di una griglia di punti di controllo in corrispondenza dei quali devono essere misurate, nelle campagne sperimentali, le grandezze di interesse (velocità, pressione e temperatura) i cui valori saranno poi confrontati con gli stessi ottenuti numericamente. Il numero di punti della griglia è stato fissato a centoventotto, almeno metà dei quali devono essere disposti sul manichino.

7.1 Definizione di una griglia di punti di controllo.

La definizione di una griglia di punti di controllo si è resa necessaria per valutare le grandezze termo-fluidodinamiche che determinano il comfort nell'abitacolo, nelle zone significative del dominio di calcolo. La griglia è formata da centoventotto punti, così ripartiti:

- sessantasei in prossimità del manichino;

- sessantadue nell'abitacolo, disposti su tre piani ritenuti particolarmente significativi.

I valori di pressione, temperatura e velocità in corrispondenza di tali punti devono essere confrontati con quelli ottenuti sperimentalmente, al fine di una validazione dei risultati numerici, e con i valori ottimali di tali parametri, ricavati da studi teorici inerenti il comfort nell'abitacolo.

7.1.1 Scelta della collocazione dei punti di controllo

Il “post-processing” delle simulazioni effettuate e descritte in precedenza ha permesso di evidenziare particolari zone del dominio di calcolo nelle quali i valori di pressione, velocità e temperatura sono di notevole rilevanza al fine della valutazione del comfort nell'abitacolo. Tali zone possono essere contraddistinte da alcune fra le seguenti caratteristiche:

- vicinanza con le aree sensibili del manichino, quali ad esempio viso, mani o piedi;
- forti gradienti termici;
- forti gradienti di pressione;
- forti gradienti di velocità;
- flussi longitudinali di velocità in prossimità della testa del manichino;
- gradienti di temperatura tra i finestrini e la testa del manichino, ed in particolare tra questa ed il finestrino alla sua sinistra;
- asimmetria di pressione tra l'orecchio destro e quello sinistro;
- gradiente verticale di temperatura, ovvero differenza di temperatura tra la testa ed i piedi del manichino.

Considerando dunque questi aspetti come vincoli per la determinazione della posizione dei punti, sono state definite opportune zone nelle quali si verificano contemporaneamente la maggior parte di essi; ne segue dunque che la maggior parte dei punti di controllo sono stati posti sul manichino o in prossimità dello stesso.

Per quanto riguarda i punti sul manichino, le zone ritenute più significative sono le seguenti:

- testa;
- torace;
- mani;
- piedi.

Di minore importanza risultano essere gli arti, per cui su questi il numero di punti di controllo è basso. Non sono stati collocati punti di controllo né sulla schiena del manichino né sulle parti dello stesso in contatto con il sedile, poiché in tali zone il benessere non è dovuto al flusso interno all'abitacolo, ma piuttosto al materiale con cui è realizzato il sedile ed alle caratteristiche proprie del vestiario e della sudorazione, che variano da persona a persona, e quindi esulano dalla trattazione svolta.

Per quanto riguarda invece il collocamento dei punti di controllo nell'abitacolo, sono state trascurate le zone in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore, in quanto in tali zone sono state ritenute tollerabili condizioni di comfort non ottimale, a causa dell'assenza di passeggeri in tali spazi; per lo stesso motivo sono stati ritenuti di scarso interesse i gradienti di temperatura in corrispondenza dei finestrini posteriori e del finestrino-passeggero. Nell'abitacolo, quindi, i punti di controllo sono stati collocati in corrispondenza di opportuni piani intersecanti il manichino, sui quali la presenza o meno di gradienti di temperatura, pressione o velocità, o l'intensità di una grandezza o l'altra, influenza notevolmente lo stato di comfort del manichino. Tali piani non sono altri che:

- il piano di simmetria longitudinale del manichino;
- un piano orizzontale intersecante la testa del manichino;
- un piano trasversale, ortogonale ai due precedenti, intersecante il manichino.

Tali piani, e la posizione esatta dei centoventotto punti di controllo, saranno univocamente determinati e descritti in dettaglio nel seguito del capitolo.

7.1.2 Confronto con la teoria del comfort termico

Al fine di una scelta della posizione dei punti di controllo ponderata e il meno possibile casuale, sono stati valutati, oltre ai risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche, alcuni aspetti propri della teoria del comfort termico. Sono stati tenuti in conto, dunque, aspetti legati alla fisiologia e al metabolismo umano, estratti dalla letteratura e da lavori teorici precedenti. A tal proposito sono stati valutati con particolare attenzione i gradienti verticali di temperatura, asimmetrie di pressione tra l'orecchio destro ed il sinistro, e flussi d'aria a velocità relativamente elevata in prossimità delle zone sensibili del manichino (testa e mani soprattutto).

7.1.3 Sistema di riferimento

Il sistema di riferimento, rispetto al quale sono descritte le coordinate dei punti di controllo, è stato definito riferendosi al manichino ed in modo tale che risulti a questo solidale. La terna di assi così definita, $T_{rel}(x, y, z)$, risulta indipendente dal tipo di abitacolo considerato ed ha quindi valenza generale.

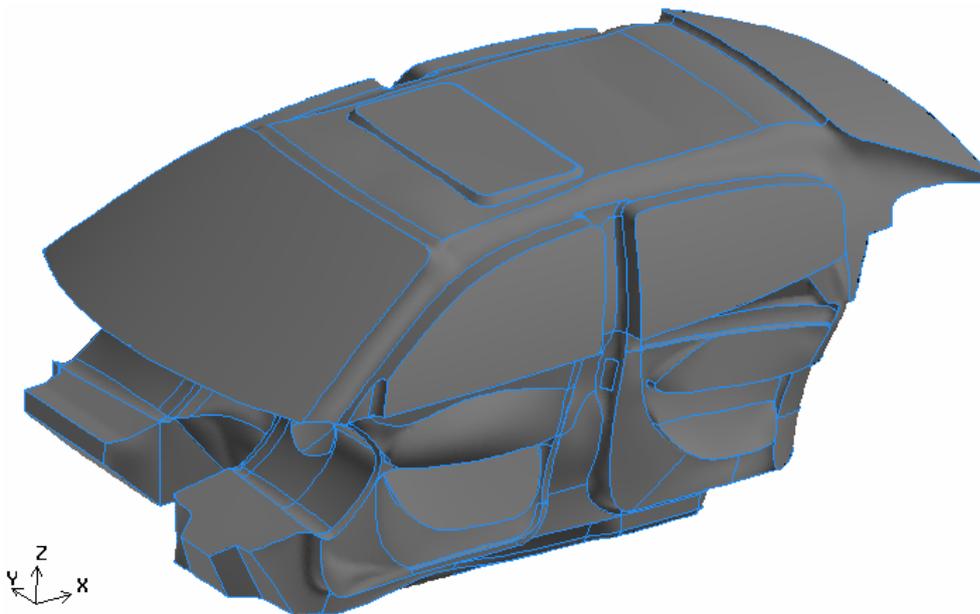


Figura 7.1 - Abitacolo con sistema di riferimento $T_{ass}(X, Y, Z)$.

Nella figura è rappresentato il sistema di riferimento $T_{ass}(X, Y, Z)$, mediante il quale sono state realizzate la geometria e la “mesh”; in tale sistema, il dominio di calcolo risulta essere contenuto in un parallelepipedo delimitato dalle seguenti coordinate:

- $X \in [-356.86, 3225.65] \text{ mm}$;
- $Y \in [-794.01, 794.01] \text{ mm}$;
- $Z \in [-54.60, 1095.08] \text{ mm}$.

Per definire $T_{rel}(x, y, z)$, si è considerato il sistema di riferimento $T_{ass}(X, Y, Z)$, ed in questo è stato definito un piano di simmetria longitudinale del manichino, π_g , che deve contenere l’origine della terna $T_{rel}(x, y, z)$.

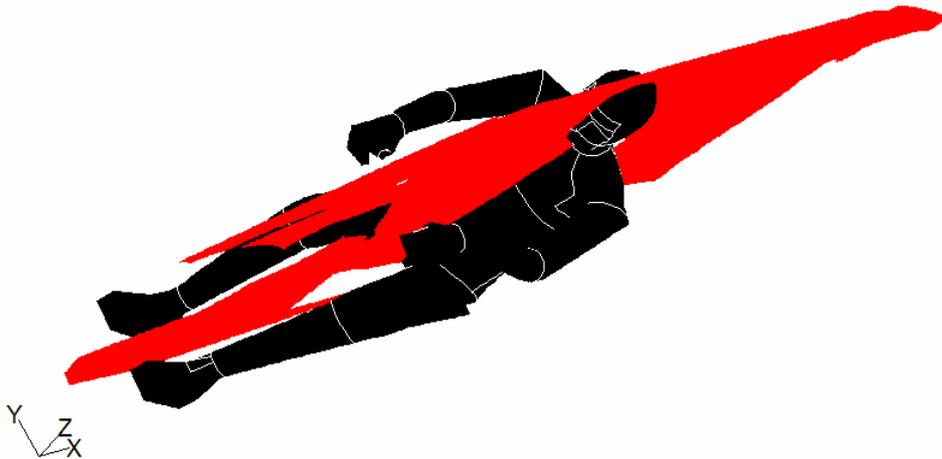


Figura 7.2 - Piano di simmetria longitudinale, π_g , del manichino.

I punti appartenenti al piano π_g sono contraddistinti dalla caratteristica di avere una coordinata costante, ovvero $Y = costante = -375 \text{ mm}$. Definendo due piani ortogonali a π_g , π_h a $Z = costante$ e π_t a $X = costante$, si è individuata la terna $T_{rel}(x, y, z)$. I piani π_h e π_t sono individuati, rispettivamente, dalle coordinate $Z = costante = 934 \text{ mm}$ e $X = costante = 1700 \text{ mm}$, e sono mostrati nelle figure seguenti.

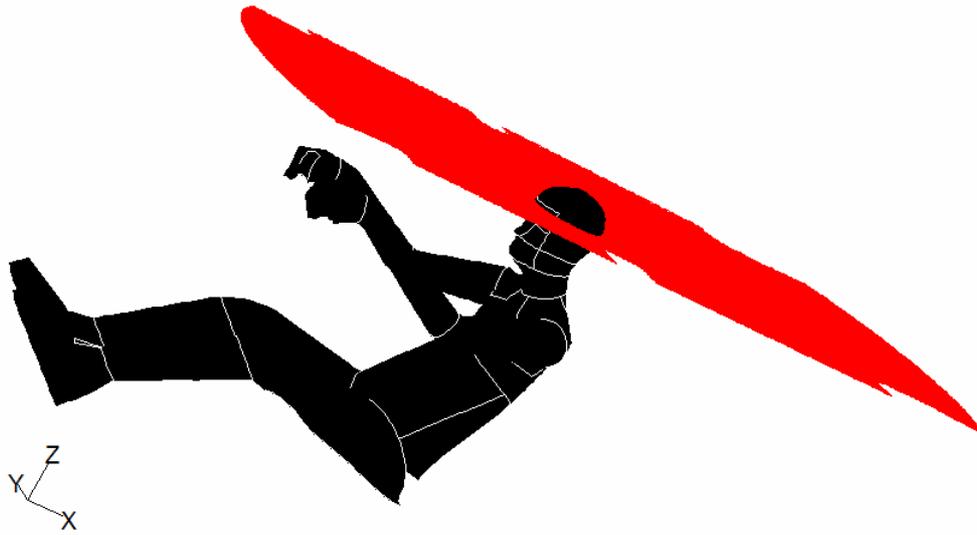


Figura 7.3 - Piano orizzontale, π_h .

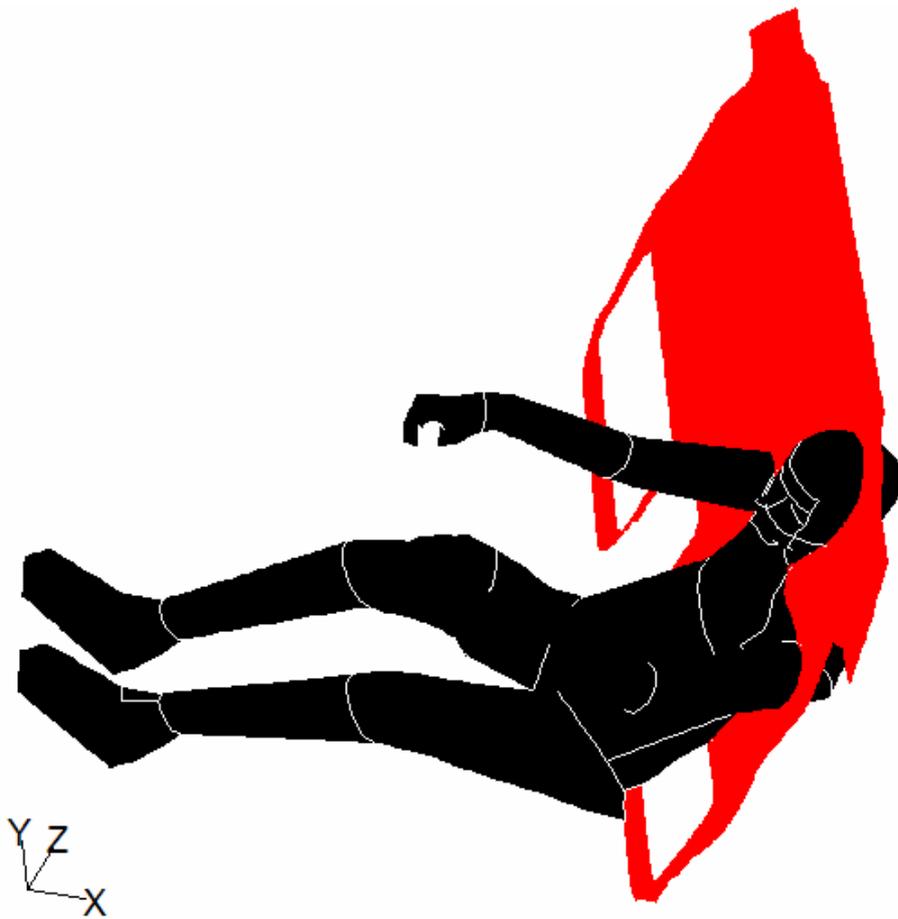


Figura 7.4 - Piano trasversale, π_t .

Il piano π_h , a $Z = costante = 934 \text{ mm}$, è un piano orizzontale parallelo al piano tangente la superficie superiore del cranio. La distanza tra i due piani è di ottanta millimetri.

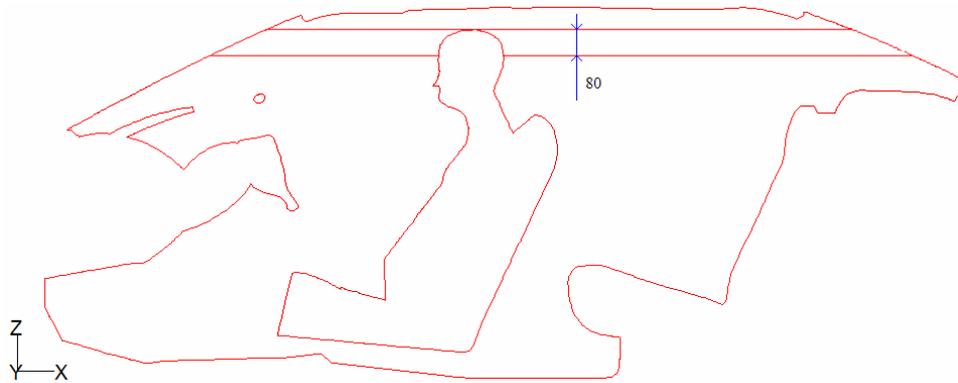


Figura 7.5 - Riferimento per il piano orizzontale, π_h .

Il piano π_t , a $X = costante = 1700 \text{ mm}$, è un piano ortogonale a π_g e a π_h , ed è parallelo al piano tangente la superficie posteriore del cranio. La distanza tra quest'ultimo piano e π_t è di cento millimetri.

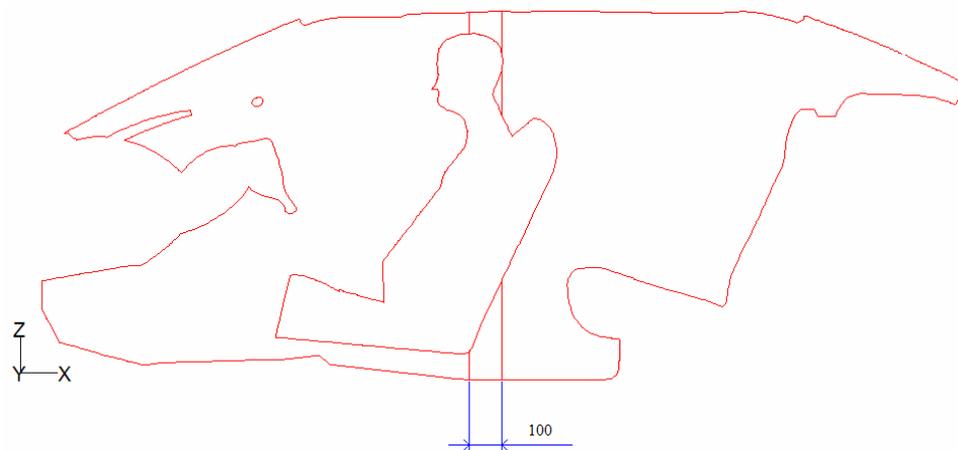


Figura 7.6 - Riferimento per il piano trasversale, π_t .

Si è definito così il nuovo sistema di coordinate cartesiane $T_{rel}(x, y, z)$, la cui origine O' coincide con il punto di intersezione tra π_g , π_h e π_t .

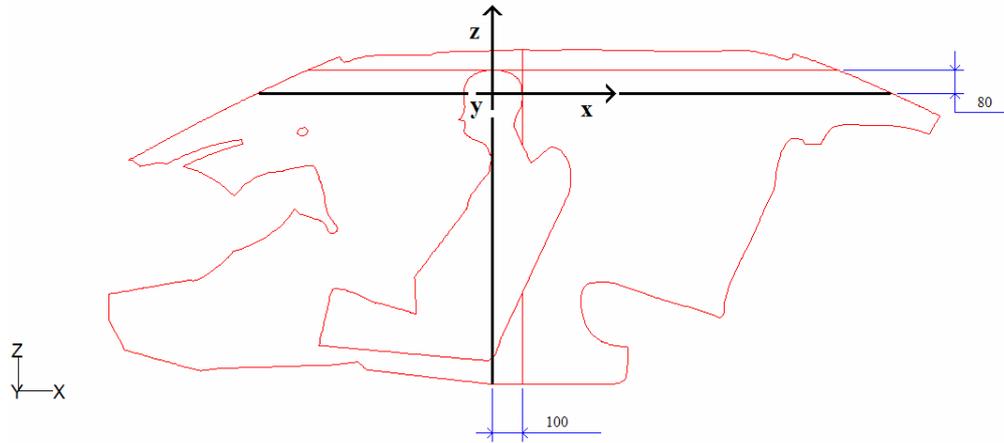


Figura 7.7 - Vista del sistema di riferimento $T_{rel}(x, y, z)$, nel piano di simmetria del manichino, π_g .

Nella figura seguente sono mostrati i piani π_g , π_h e π_t .

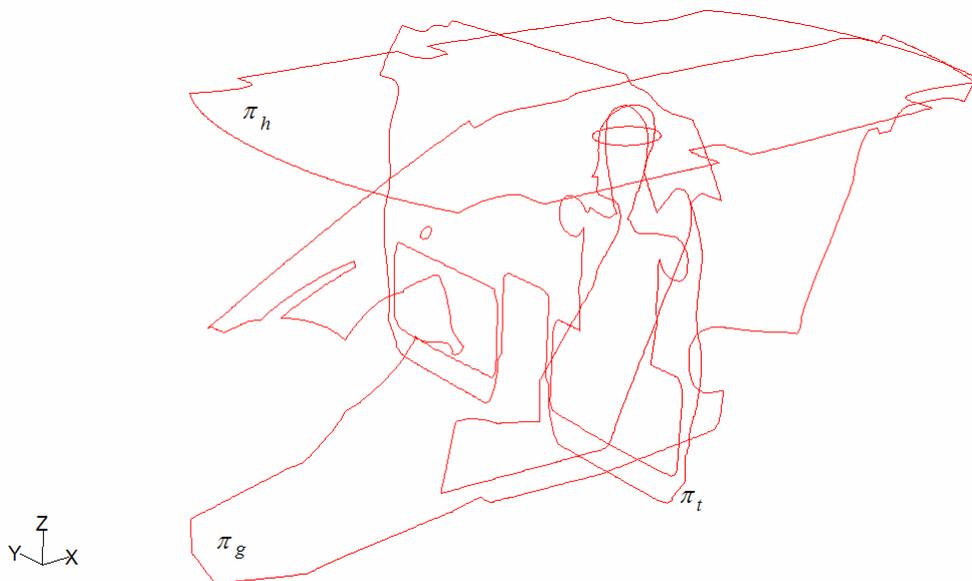


Figura 7.8 - Piani di riferimento, π_g , π_h e π_t .

7.1.4 Disposizione dei punti di controllo

Definito il sistema di riferimento, i centoventotto punti di controllo sono stati divisi in gruppi, ciascuno dei quali adibito al controllo di una determinata zona. La ripartizione è stata così effettuata:

- sessantasei punti sul manichino:
 - tredici punti sul viso;
 - dieci punti sulla testa;
 - nove punti sul torace;
 - cinque punti su ciascuna mano;
 - cinque punti su ciascun piede;
 - tre punti su ciascun braccio;
 - quattro punti su ciascuna gamba;

- sessantadue punti nell'abitacolo:
 - venti punti sul piano trasversale π_t ;
 - ventidue punti sul piano orizzontale π_h ;
 - venti punti sul piano di simmetria del manichino π_g .

I punti nell'abitacolo sono disposti sui tre piani utilizzati come riferimento poiché ritenuti situati in zone particolarmente significative; tali punti sono inoltre collocati, per la maggior parte, in zone prossime al manichino poiché è qui che bisogna monitorare con particolare attenzione le caratteristiche del flusso.

7.1.4.1 Punti di controllo sul manichino

Le coordinate dei punti di controllo sul manichino sono riportate nella tabella sottostante, e sono riferite sia alla terna $T_{ass}(X, Y, Z)$ che a quella $T_{rel}(x, y, z)$; tali punti sono rappresentati graficamente nelle figure successive.

Riferimento punti sul manichino							
N°	Riferimento assoluto			Riferimento relativo			Posizione
	X	Y	Z	X	Y	z	
1	1625	-346	888	-75	29	-46	faccia dx
2	1611	-348	840	-89	27	-94	faccia dx
3	1624	-327	910	-76	48	-24	faccia dx
4	1624	-333	819	-76	42	-115	faccia dx
5	1642	-307	863	-58	68	-71	faccia dx
6	1625	-405	888	-75	-30	-46	faccia sx
7	1611	-402	840	-89	-27	-94	faccia sx
8	1624	-424	910	-76	-49	-24	faccia sx
9	1624	-418	819	-76	-43	-115	faccia sx
10	1642	-444	863	-58	-69	-71	faccia sx
11	1603	-375	943	-97	0	9	faccia
12	1605	-375	819	-95	0	-115	faccia
13	1584	-375	843	-116	0	-91	faccia
14	1708	-299	890	8	76	-44	testa dx
15	1726	-303	947	26	72	13	testa dx
16	1709	-316	822	9	59	-112	testa dx
17	1708	-452	890	8	-77	-44	testa sx
18	1726	-449	947	26	-74	13	testa sx
19	1709	-436	822	9	-61	-112	testa sx
20	1773	-375	828	73	0	-106	testa
21	1802	-375	915	102	0	-19	testa
22	1699	-375	1014	-1	0	80	testa
23	1682	-375	748	-18	0	-186	testa
24	1658	-273	581	-42	102	-353	torace dx
25	1555	-275	434	-145	100	-500	torace dx
26	1678	-239	510	-22	136	-424	torace dx
27	1658	-478	581	-42	-103	-353	torace sx
28	1555	-476	434	-145	-101	-500	torace sx
29	1678	-512	510	-22	-137	-424	torace sx
30	1687	-375	667	-13	0	-267	torace
31	1438	-375	246	-262	0	-688	torace
32	1504	-375	399	-196	0	-535	torace
33	1034	-246	784	-666	129	-150	mano dx
34	1096	-263	773	-604	112	-161	mano dx
35	1076	-210	764	-624	165	-170	mano dx
36	1045	-224	732	-655	151	-202	mano dx
37	1084	-190	725	-616	185	-209	mano dx
38	1034	-504	784	-666	-129	-150	mano sx
39	1096	-537	772	-604	-162	-162	mano sx
40	1079	-549	712	-621	-174	-222	mano sx
41	1045	-525	732	-655	-150	-202	mano sx
42	1086	-533	773	-614	-158	-161	mano sx
43	679	-281	181	-1021	94	-753	piede dx
44	760	-286	37	-940	89	-897	piede dx

45	678	-241	135	-1022	134	-799	piede dx
46	550	-287	228	-1150	88	-706	piede dx
47	672	-321	125	-1028	54	-809	piede dx
48	679	-469	181	-1021	-94	-753	piede sx
49	760	-464	37	-940	-89	-897	piede sx
50	678	-511	135	-1022	-136	-799	piede sx
51	551	-463	229	-1149	-88	-705	piede sx
52	672	-429	125	-1028	-54	-809	piede sx
53	1178	-218	791	-522	157	-143	braccio dx
54	1406	-146	682	-294	229	-252	braccio dx
55	1607	-127	667	-93	248	-267	braccio dx
56	1178	-532	791	-522	-157	-143	braccio sx
57	1406	-604	682	-294	-229	-252	braccio sx
58	1607	-623	669	-93	-248	-265	braccio sx
59	955	-269	183	-745	106	-751	gamba dx
60	1124	-239	367	-576	136	-567	gamba dx
61	1383	-248	333	-317	127	-601	gamba dx
62	771	-281	176	-929	94	-758	gamba dx
63	955	-481	183	-745	-106	-751	gamba sx
64	1124	-511	367	-576	-136	-567	gamba sx
65	1383	-502	333	-317	-127	-601	gamba sx
66	772	-469	176	-928	-94	-758	gamba sx

Tabella 7.1 - Punti di controllo sul manichino. Coordinate nei due sistemi di riferimento.

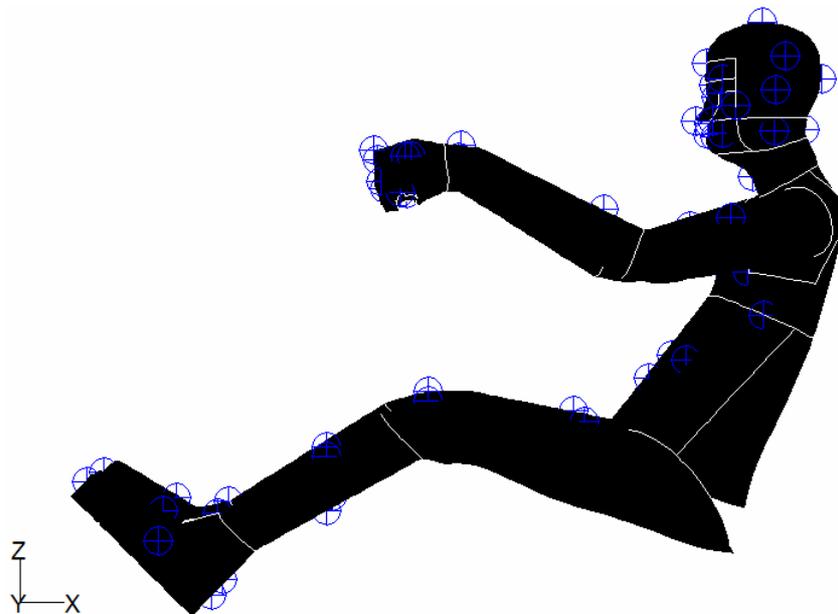


Figura 7.9 - Punti di controllo sul manichino: vista laterale.

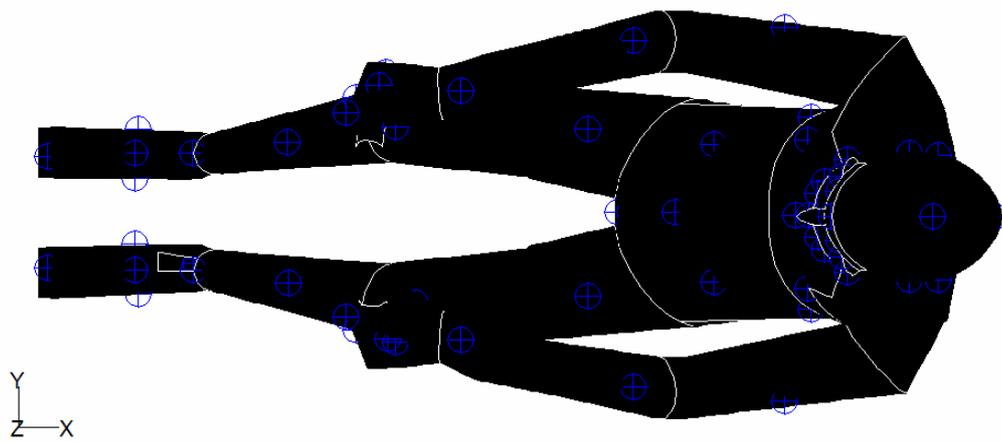


Figura 7.10 - Punti di controllo sul manichino: vista in pianta.

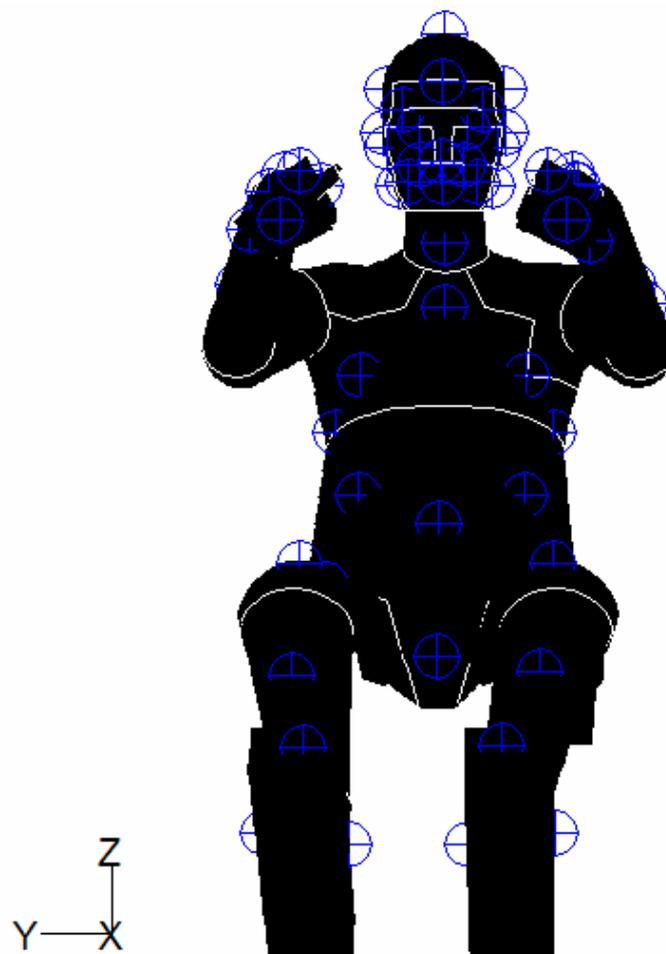


Figura 7.11 - Punti di controllo sul manichino: vista frontale.

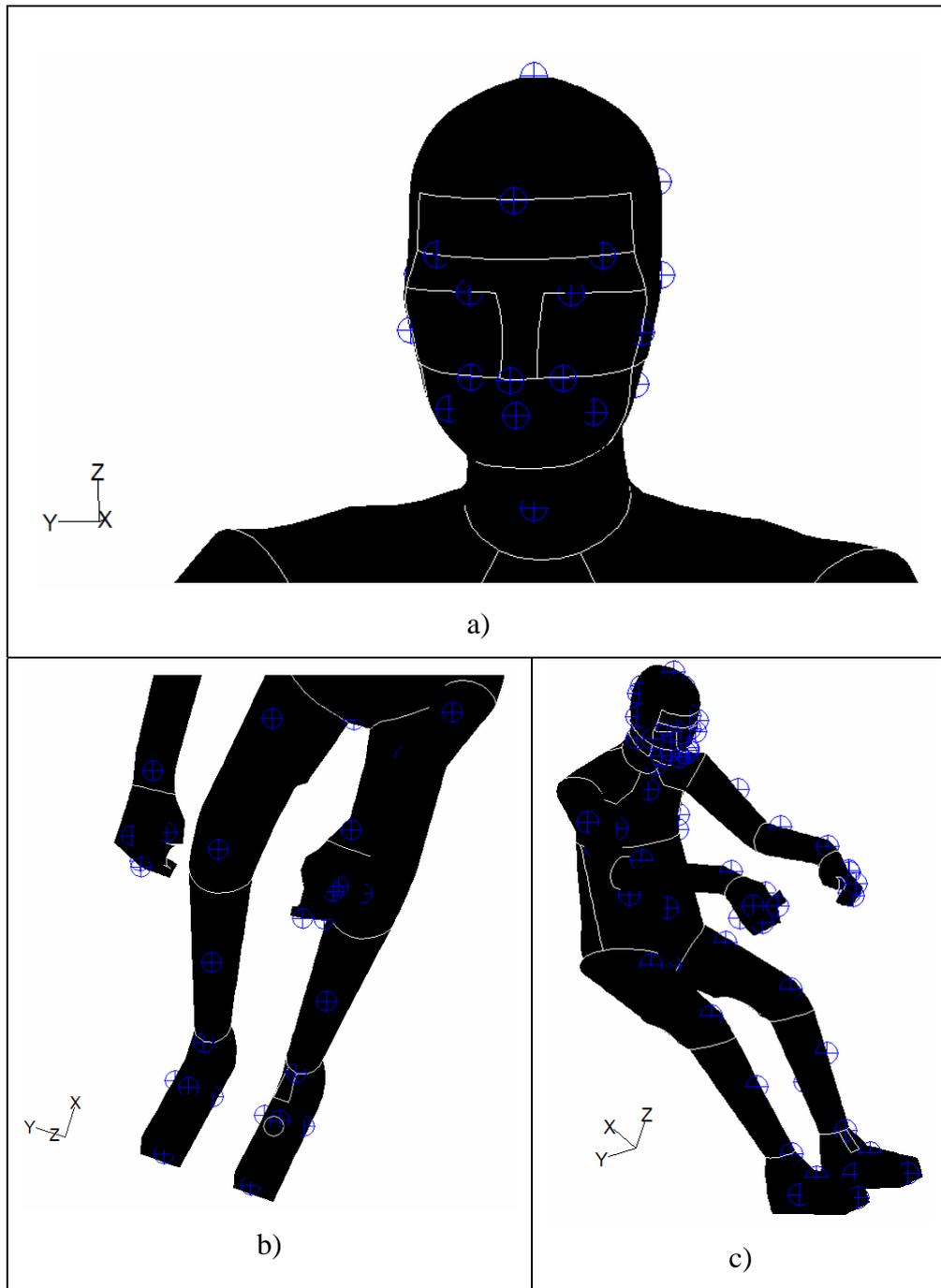


Figura 7.12 - Punti di controllo sul manichino: particolari.

7.1.4.2 Punti di controllo nell'abitacolo

Le coordinate dei punti di controllo nell'abitacolo, disposti quindi sui piani π_g , π_h e π_t , sono riportate nella tabella sottostante, e sono riferite sia alla terna $T_{ass}(X, Y, Z)$ che a quella $T_{rel}(x, y, z)$; sono rappresentati graficamente nelle figure successive.

Riferimento punti nell'abitacolo							
N°	Riferimento assoluto			Riferimento relativo			Posizione
	X	Y	Z	X	y	z	
67	1700	-180	800	0	195	-134	piano trasv
68	1700	-180	1000	0	195	66	piano trasv
69	1700	-180	400	0	195	-534	piano trasv
70	1700	-180	500	0	195	-434	piano trasv
71	1700	-570	800	0	-195	-134	piano trasv
72	1700	-570	1000	0	-195	66	piano trasv
73	1700	-570	400	0	-195	-534	piano trasv
74	1700	-570	500	0	-195	-434	piano trasv
75	1700	-375	1030	0	0	96	piano trasv
76	1700	-375	1055	0	0	121	piano trasv
77	1700	-465	934	0	-90	0	piano trasv
78	1700	-515	934	0	-140	0	piano trasv
79	1700	-565	934	0	-190	0	piano trasv
80	1700	-615	934	0	-240	0	piano trasv
81	1700	-665	934	0	-290	0	piano trasv
82	1700	-220	934	0	155	0	piano trasv
83	1700	-150	934	0	225	0	piano trasv
84	1700	0	934	0	375	0	piano trasv
85	1700	300	934	0	675	0	piano trasv
86	1700	660	934	0	1035	0	piano trasv
87	915	-375	934	-785	0	0	piano orizz
88	1000	-375	934	-700	0	0	piano orizz
89	1100	-375	934	-600	0	0	piano orizz
90	1200	-375	934	-500	0	0	piano orizz
91	1300	-375	934	-400	0	0	piano orizz
92	1400	-375	934	-300	0	0	piano orizz
93	1500	-375	934	-200	0	0	piano orizz
94	1590	-375	934	-110	0	0	piano orizz
95	1810	-375	934	110	0	0	piano orizz
96	1900	-375	934	200	0	0	piano orizz
97	2000	-375	934	300	0	0	piano orizz
98	2100	-375	934	400	0	0	piano orizz

99	2600	-375	934	900	0	0	piano orizz
100	2800	-375	934	1100	0	0	piano orizz
101	2900	-375	934	1200	0	0	piano orizz
102	3000	-375	934	1300	0	0	piano orizz
103	1000	-570	934	-700	-195	0	piano orizz
104	1000	-180	934	-700	195	0	piano orizz
105	3000	-180	934	1300	195	0	piano orizz
106	2800	-180	934	1100	195	0	piano orizz
107	2500	-180	934	800	195	0	piano orizz
108	1250	-180	934	-450	195	0	piano orizz
109	800	-375	835	-900	0	-99	piano guid
110	1100	-375	835	-600	0	-99	piano guid
111	1400	-375	835	-300	0	-99	piano guid
112	2100	-375	835	400	0	-99	piano guid
113	2500	-375	835	800	0	-99	piano guid
114	2900	-375	835	1200	0	-99	piano guid
115	800	-375	185	-900	0	-749	piano guid
116	1100	-375	425	-600	0	-509	piano guid
117	1400	-375	425	-300	0	-509	piano guid
118	2100	-375	425	400	0	-509	piano guid
119	2500	-375	425	800	0	-509	piano guid
120	2900	-375	990	1200	0	56	piano guid
121	1400	-375	700	-300	0	-234	piano guid
122	2100	-375	700	400	0	-234	piano guid
123	2500	-375	700	800	0	-234	piano guid
124	1100	-375	1020	-600	0	86	piano guid
125	1400	-375	1020	-300	0	86	piano guid
126	1700	-375	1020	0	0	86	piano guid
127	2100	-375	1020	400	0	86	piano guid
128	2500	-375	1020	800	0	86	piano guid

Tabella 7.2 - Punti di controllo nell'abitacolo. Coordinate nei due sistemi di riferimento.

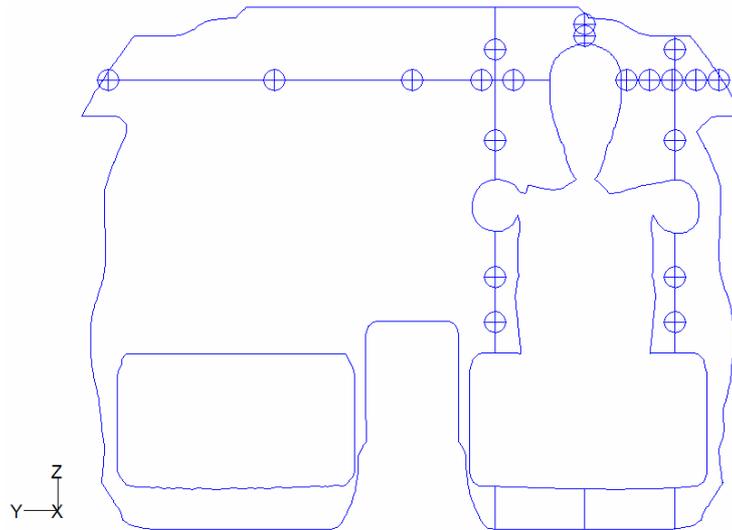


Figura 7.13 - Punti di controllo nell'abitacolo: vista frontale.

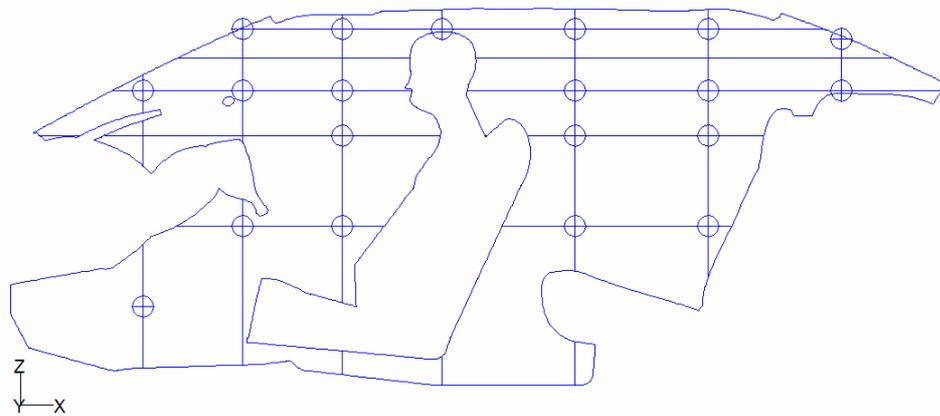


Figura 7.14 - Punti di controllo nell'abitacolo: vista laterale.

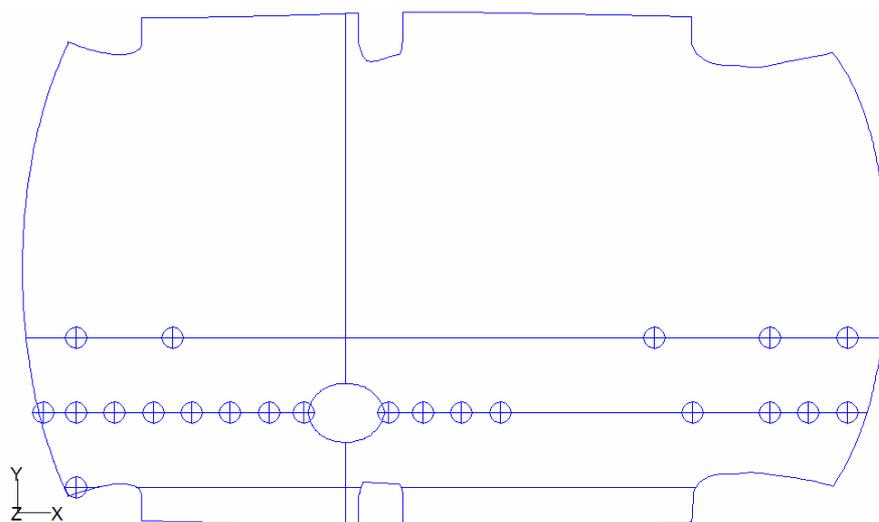


Figura 7.15 - Punti di controllo nell'abitacolo: vista in pianta.

8. Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro descritto nei capitoli precedenti ha portato alla definizione di una opportuna griglia di calcolo ed alla caratterizzazione con la CFD del flusso caldo all'interno dell'abitacolo, oltre che alla definizione di un opportuno numero di punti di controllo nei quali devono essere stimate le grandezze da cui dipende l'indice di comfort, al fine di ottenere una valutazione attendibile dello stesso all'interno dell'abitacolo.

La griglia ottenuta ha mostrato un buon comportamento in convergenza ed in stabilità, e si è rivelata essere in grado di valutare i diversi fenomeni locali presenti nel dominio, quali turbolenza e gradienti elevati localizzati. Tuttavia essa richiede delle risorse computazionali importanti, in termini di potenze e tempi richiesti.

La modellizzazione di tutti i fenomeni inerenti al comfort, quali flusso in uscita dalle bocchette, turbolenze all'interno del dominio e modelli di scambio termico, ha portato alla definizione di una opportuna impostazione che garantisca risultati quantomeno logici e coerenti con la teoria. Tale impostazione non è unica in quanto, all'interno del modello stesso, sono presenti diversi parametri che possono essere variati in modo tale da comprendere tutte le possibili situazioni che realmente potrebbero verificarsi all'interno del veicolo.

L'irraggiamento è la tipologia di scambio termico principale all'interno del solutore in quanto, a differenza di convezione e conduzione, presenta diversi modelli ad esso dedicati oltre che una vasta gamma di parametri che possono essere impostati in base al tipo di prova ovvero in base alla situazione reale che si vuole simulare.

Conduzione e convezione, invece, sono attivabili esclusivamente come condizioni al contorno, ed alcuni dei parametri termici ad esse relative caratterizzano le proprietà dei materiali che vengono utilizzati. Si è potuto constatare che, nelle impostazioni delle condizioni al contorno, il solutore permette di valutare tutti quei fenomeni che possono avvenire in prossimità delle pareti, sia in termini macroscopici che microscopici ovvero sia simulando i flussi che scorrono su di esse, sia l'energia che le particelle scambiano con l'esterno. Le potenzialità del solutore, quindi, sono notevoli e permettono di simulare tutti quei fenomeni che occorre valutare al fine di una stima del comfort, nel cui indice sono comprese velocità dell'aria, temperatura media radiante, temperatura statica ed umidità relativa dell'aria.

La valutazione e la determinazione dei punti di controllo all'interno dell'abitacolo sono state eseguite tenendo conto sia dei risultati numerici, sia delle considerazioni teoriche e dei prodotti di lavori precedenti. Trattandosi di comfort, la maggior parte di tali punti sono stati posizionati sul manichino o in zone ad esso adiacenti in cui sono presenti forti gradienti di temperatura o flussi accentuati di velocità. Questa parte del lavoro è finalizzata alla comparazione dei risultati numerici con quelli sperimentali.

In virtù delle molte varianti possibili di settaggio sarà utile, nel seguito dell'attività, studiare diverse alternative o aggiunte al modello descritto nel presente lavoro, e confrontare i risultati ottenuti con quelli di una campagna sperimentale finalizzata al confronto numerico-sperimentale.

Appendice A:
Elenco delle prove con griglia a centomila elementi

Elenco delle prove con griglia a centomila elementi

Di seguito sono riportate le prove utili alla determinazione del settaggio ottimale dei parametri necessari a caratterizzare il flusso caldo con Fluent, tenendo in considerazione le potenzialità del solutore in termini di modellizzazione della convezione e dell'irraggiamento.

Impostazioni base del solutore		
Modello di turbolenza	k-epsilon	-
Modello di densità	ideal gas	-
Modalità solutore	couplet implicito	-
Integrazione equazioni	secondo ordine	-
Equazione energia	attiva	-
Settaggio delle condizioni al contorno		
Condizioni al contorno inlet	pressure far field	-
Condizione al contorno outlet	pressure outlet	-
Condizione al contorno abitacolo	opaque	-
Definizione delle caratteristiche dei materiali		
Coefficiente di convezione	20	$W/m^2 K$
Aria:		
Coefficiente di assorbimento	0.01	$1/m$
Coefficiente di scattering	0	$1/m$
Indice di rifrazione	1.00029	-
Alluminio:		
Coefficiente di assorbimento	0.51	$1/m$
Coefficiente di scattering	0	$1/m$
Indice di rifrazione	1.39	-

Vetro:		
Coefficiente di assorbimento	0.1	$\frac{1}{m}$
Coefficiente di scattering	0	$\frac{1}{m}$
Indice di rifrazione	1.5	-
Pelle:		
Coefficiente di assorbimento	0.1	$\frac{1}{m}$
Coefficiente di scattering	0	$\frac{1}{m}$
Indice di rifrazione	1.25	-

Prova 00

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	-	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	non attivo	-
Modello di carico solare	-	-
“Solar irradiation method”	-	-
Data	-	-

Prova 01

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	-	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>

Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DTRM	-
Modello di carico solare	“solar ray tracing”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-
Coefficiente di assorbimento aria	0.1	$\frac{1}{m}$

Prova 02

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	-	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DTRM	-
Modello di carico solare	“solar ray tracing”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-
Coefficiente di assorbimento aria	1	$\frac{1}{m}$

Prova 03

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	-	-

Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DTRM	-
Modello di carico solare	“solar ray tracing”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-
Coefficiente di assorbimento aria	0.01	$\frac{1}{m}$

Prova 04

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	non attiva	-
Convezione sedili	non attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“solar ray tracing”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-

Prova 04

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-

Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	non attiva	-
Convezione sedili	non attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“DO irradiation model”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-

Prova 06

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“solar ray tracing”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-

Prova 07

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>

Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“DO irradiation”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	21 dicembre	-

Prova 08

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>
Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“DO irradiation model”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	15 agosto	-

Prova 09

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	299	<i>K</i>
Temperatura sedili	293	<i>K</i>

Temperatura finestrini	278	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“DO irradiation”	-
“Solar irradiation method”	“theoretical maximum”	-
Data	21 dicembre	-

Prova 10

Settaggio delle condizioni al contorno		
Finestrini	semi-trasparent	-
Temperatura bocchette	288	<i>K</i>
Temperatura sedili	295	<i>K</i>
Temperatura finestrini	300	<i>K</i>
Convezione finestrini	attiva	-
Convezione sedili	attiva	-

Caratterizzazione modello di irraggiamento		
Modello di irraggiamento	DO	-
Modello di carico solare	“DO irradiation”	-
“Solar irradiation method”	“fair weather conditions”	-
Data	15 agosto	-

Appendice B:
Reports delle simulazioni per l'analisi di sensibilità



Titolo: Prova S01

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	S01IG289CFY300CSY293DODOI150812GE-150	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova S01" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=289 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con un milione e mezzo di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecento mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=15 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=5 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=5 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=8-10 mm) e del sedile del pilota (L=8-10 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=5-10 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=15-20 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	1513905	207364
Skewness massima	0.888565	0.856421
Skewness media	0.36101	0.09357

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
Fluido	<i>Aria</i>
	Valori standard



Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.8608
		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049
Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]		300



Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	300
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m ³]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
<p>Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.</p>			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

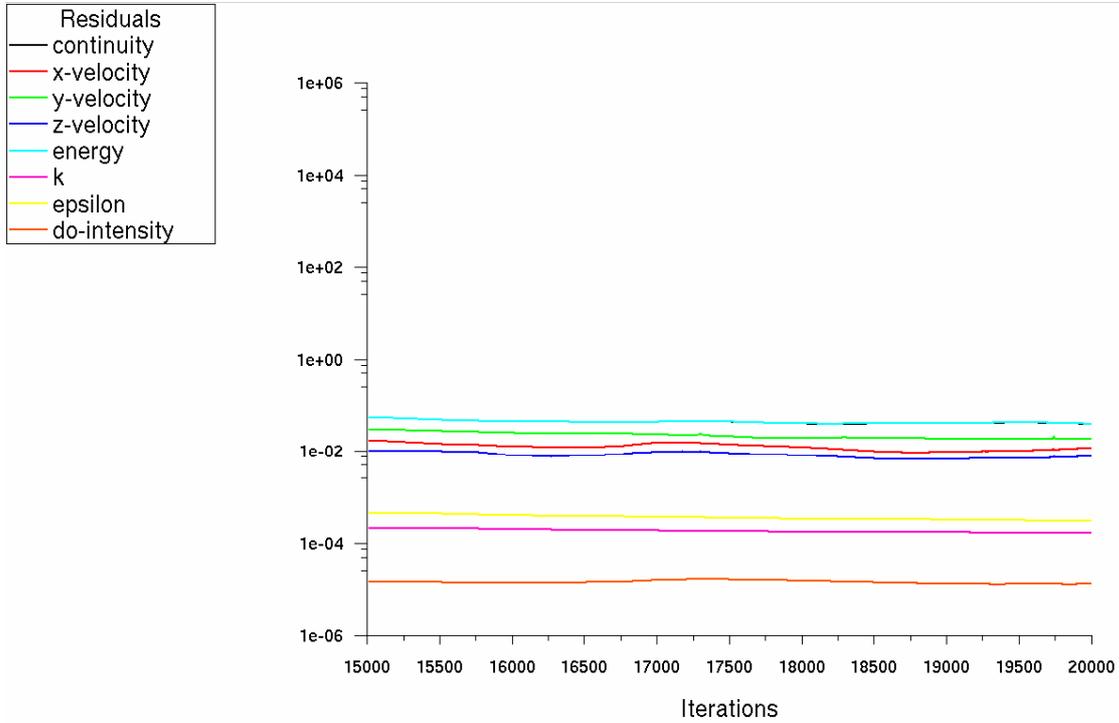
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

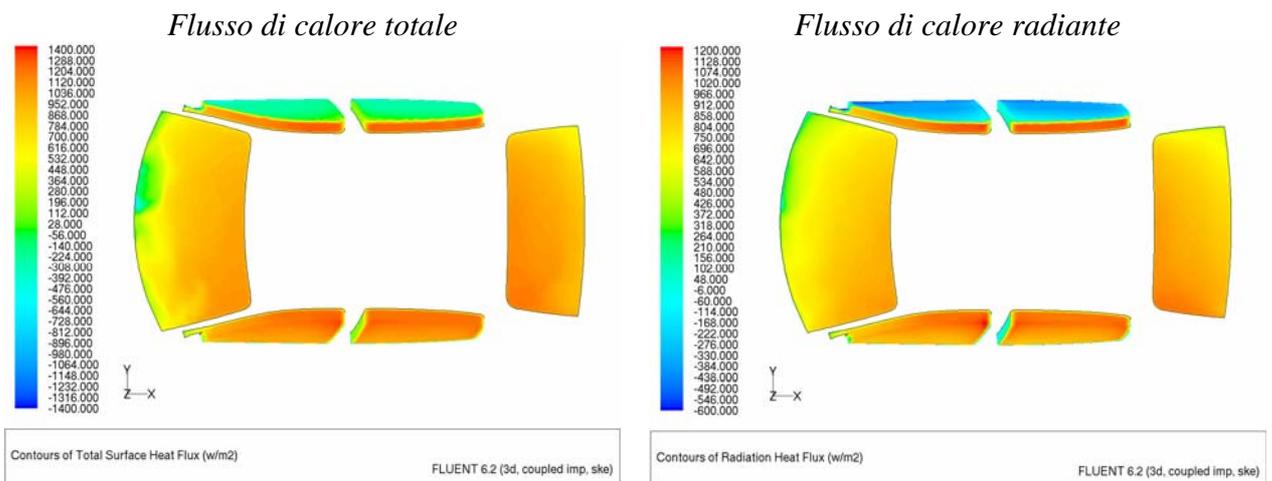
Andamento dei residui.



Scaled Residuals

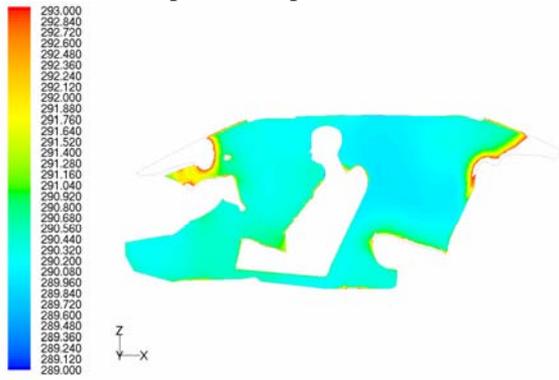
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.



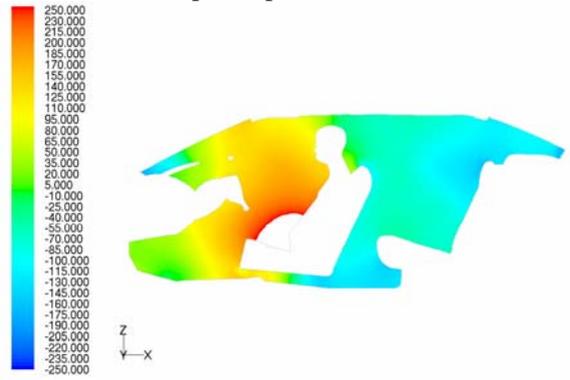


Campo di temperatura statica

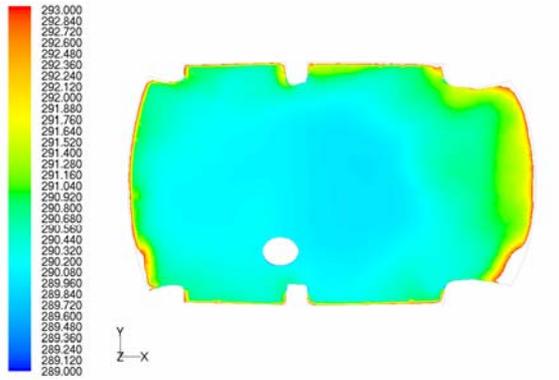


Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

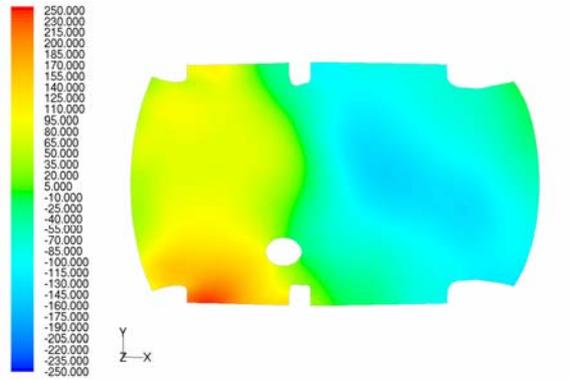
Campo di pressione statica



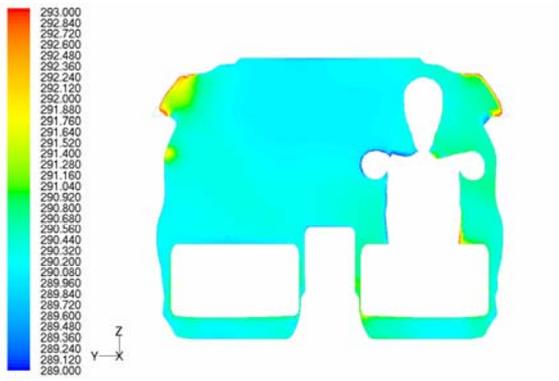
Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



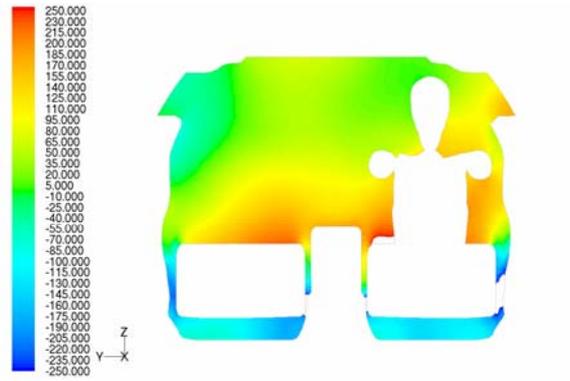
Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Titolo: Prova S02

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	S02IG289CFY300CSY293DODOI150812GE-275	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova S02" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=289 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con due milioni settecentocinquanta mila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di quattrocentocinquanta mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=12 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=4 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=4 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=5-8 mm) e del sedile del pilota (L=5-8 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=4-8 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=12-16 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	2780116	447282
Skewness massima	0.963099	0.963099
Skewness media	0.37128	0.08462

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE



Fluido	<i>Aria</i>		
	Valori standard		
Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.8608
		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049



Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	300
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	300
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m ³]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

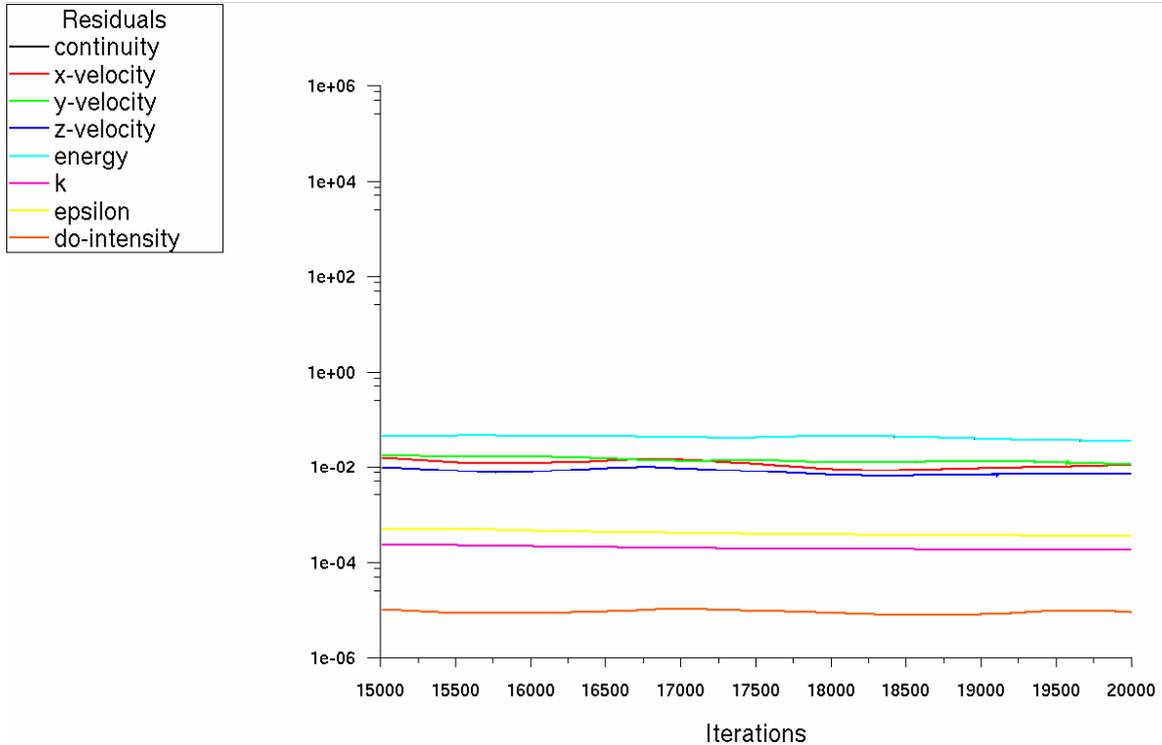
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



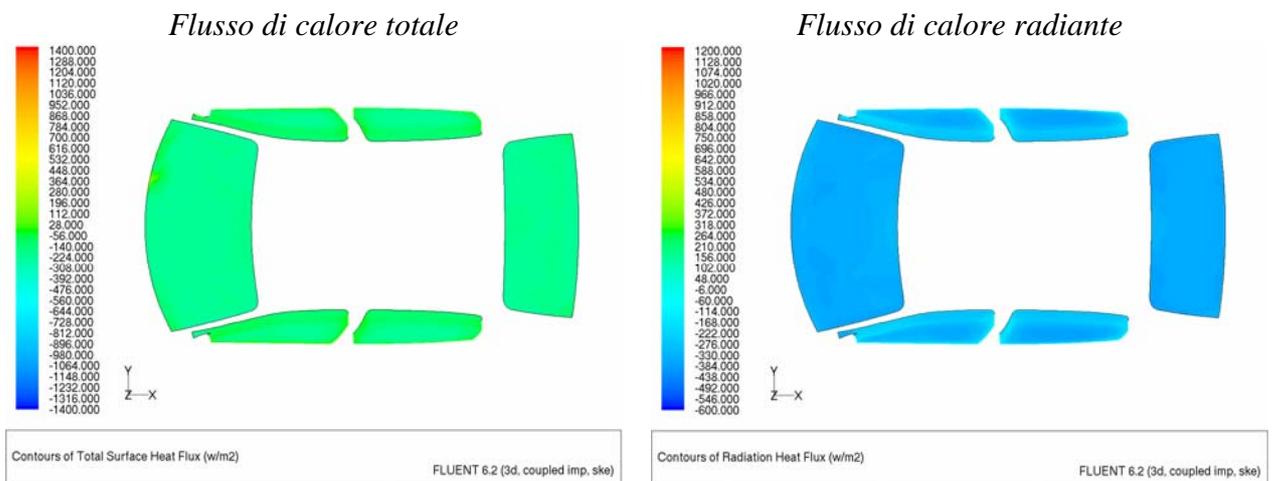
Risultati

Andamento dei residui.



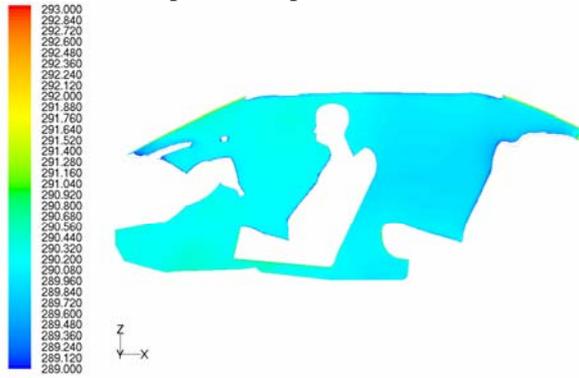
Scaled Residuals FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.



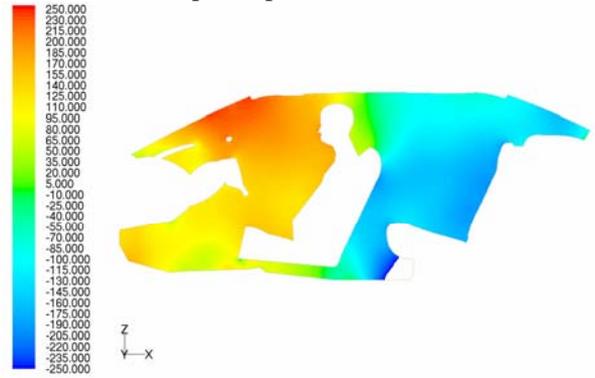


Campo di temperatura statica

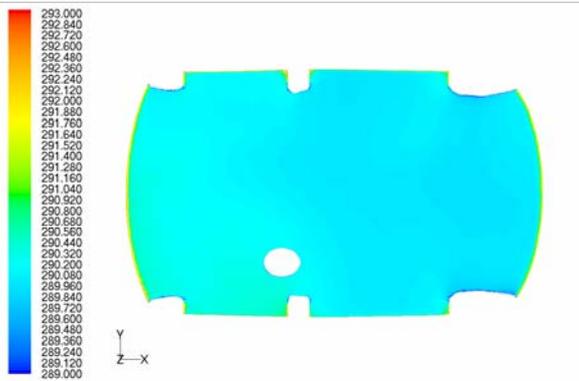


Contours of Static Temperature (K) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

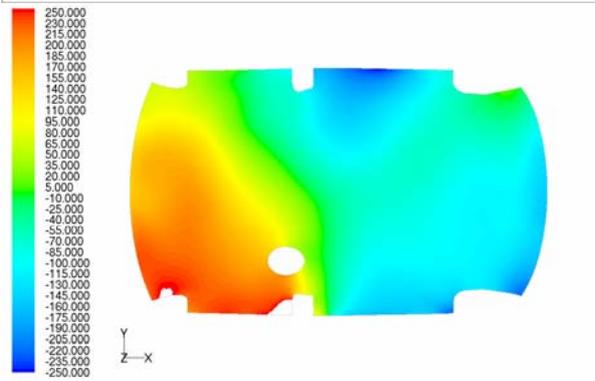
Campo di pressione statica



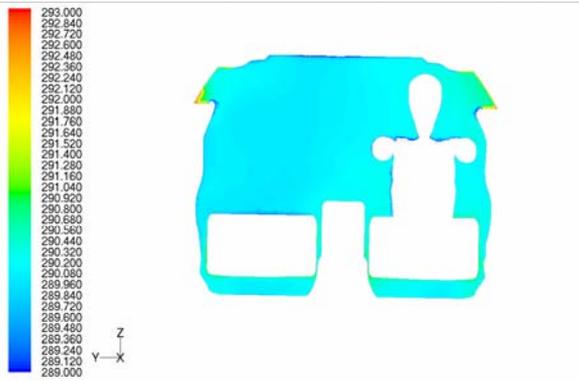
Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



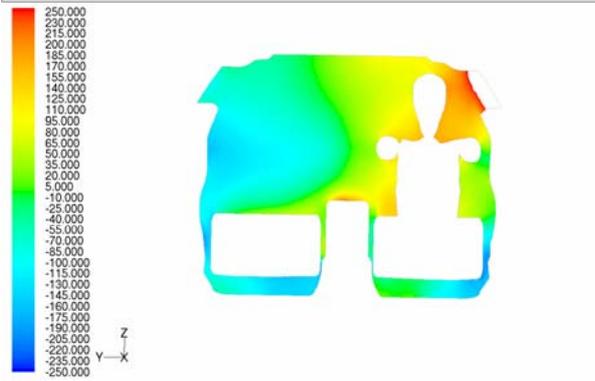
Contours of Static Temperature (K) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (K) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Titolo: Prova S03

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	S03IG289CFY300CSY293DODOI150812GE-400	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova S03" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=289 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con quattro milioni di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di seicento cinquanta mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=8 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=3 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=4-6 mm) e del sedile del pilota (L=4-6 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=4-7 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=8-10 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	3983982	666378
Skewness massima	0.963099	0.963099
Skewness media	0.3735	0.08067

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Treatmento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	



MATERIALE			
Fluido	<i>Aria</i>		
	Valori standard		
Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	289
		Vx	[m/s]	2.8608



		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049
Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]		300
Fluido	Fluid	-		
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>		
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20	
		Free stream temperature [K]	300	
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>		
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20	
		Free stream temperature [K]	293	
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>		
Generale:				
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity		[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio		-	10	
External black body temperature		-	Boundary temperature	
Internal emissivity		[-]	1	
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary	
Wall thickness		[mm]	0	
Heat generation rate		[W/m3]	0	

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
<p>Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.</p>			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

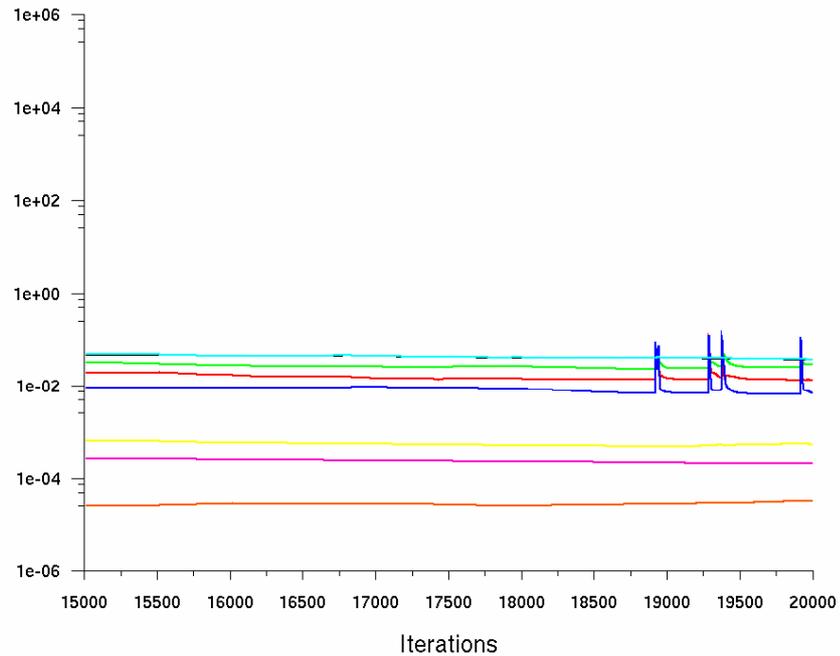
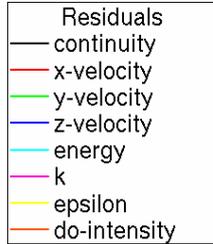
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

Andamento dei residui.

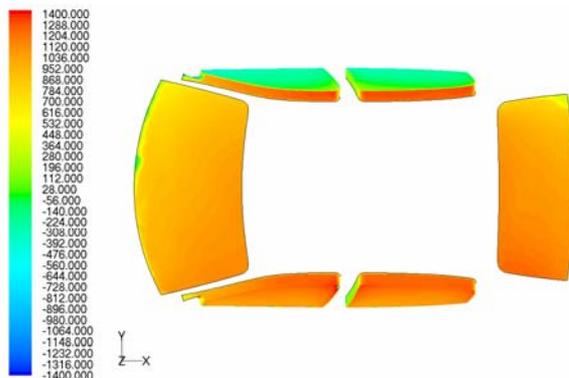


Scaled Residuals

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

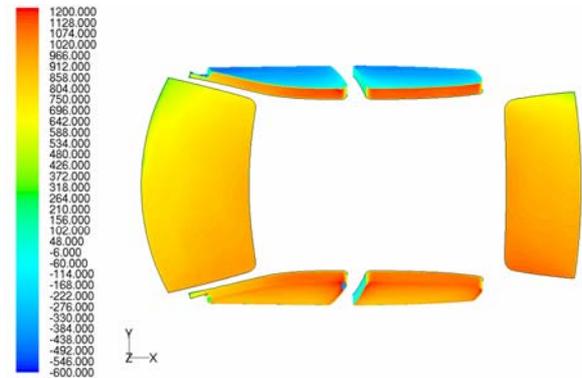
Flusso di calore totale



Contours of Total Surface Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Flusso di calore radiante

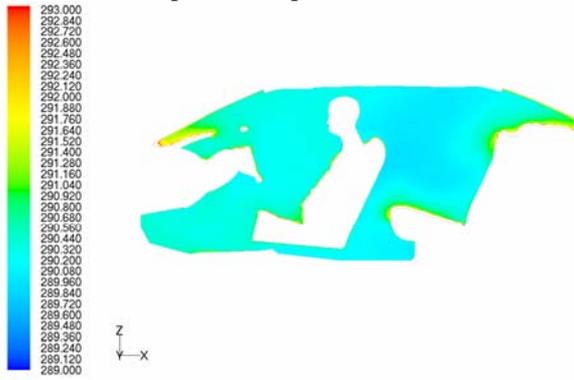


Contours of Radiation Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

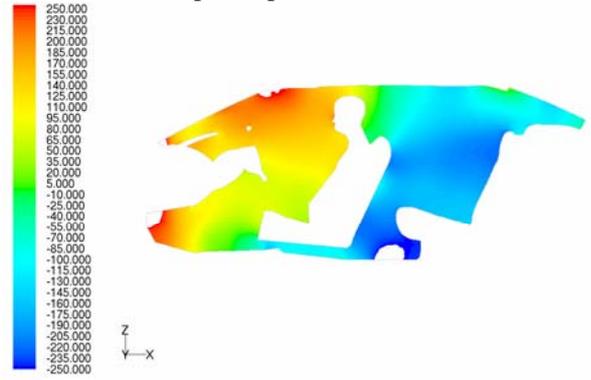


Campo di temperatura statica

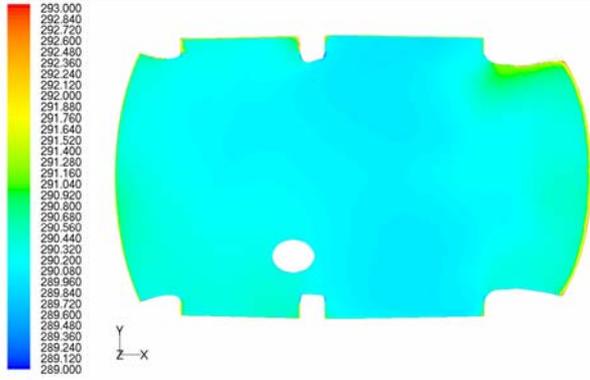


Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

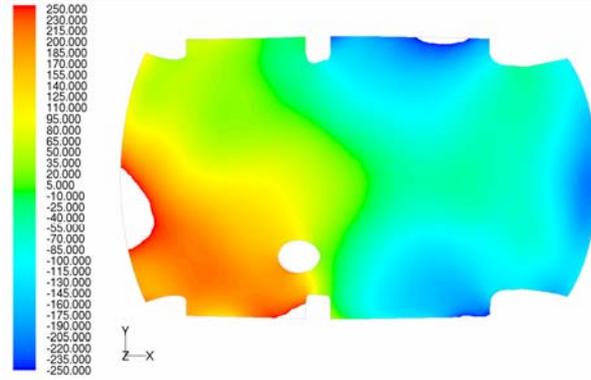
Campo di pressione statica



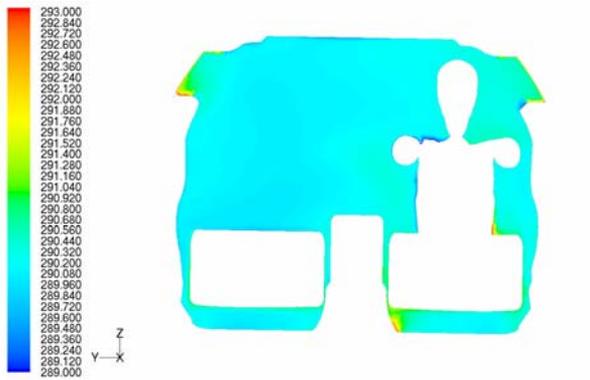
Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



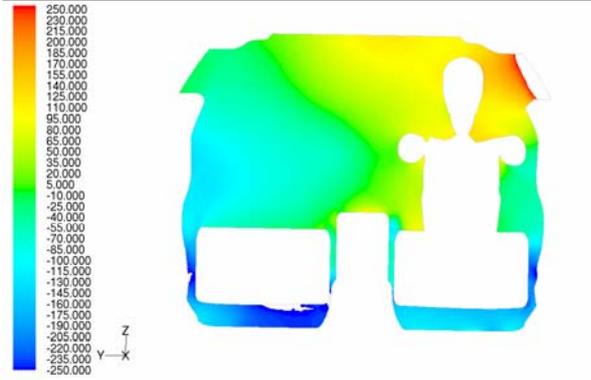
Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Appendice C:
Reports delle simulazioni con il settaggio ottimale



Titolo: Prova V01

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	V01IG290CFY300CSY293-DODOI150812GE	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova V01" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=290 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con un milione e mezzo di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecento mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=15 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=5 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=5 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=8-10 mm) e del sedile del pilota (L=8-10 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=5-10 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=15-20 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	1513905	207364
Skewness massima	0.888565	0.856421
Skewness media	0.36101	0.09357

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDER <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDER <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDER <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDER <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE



Fluido	<i>Aria</i>		
	Valori standard		
Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.8608
		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049



Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	300
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	300
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m ³]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

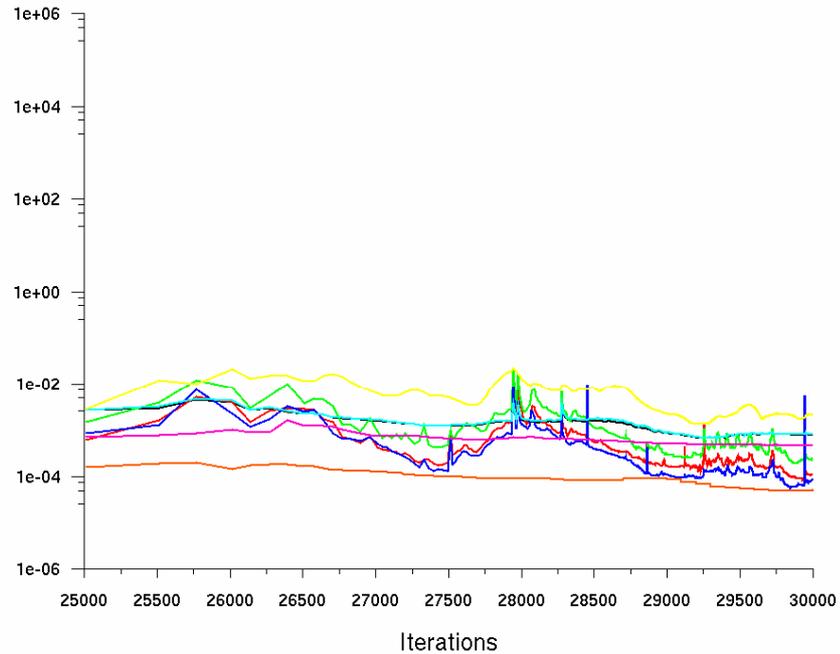
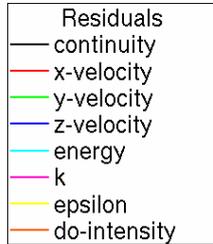
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

Andamento dei residui.

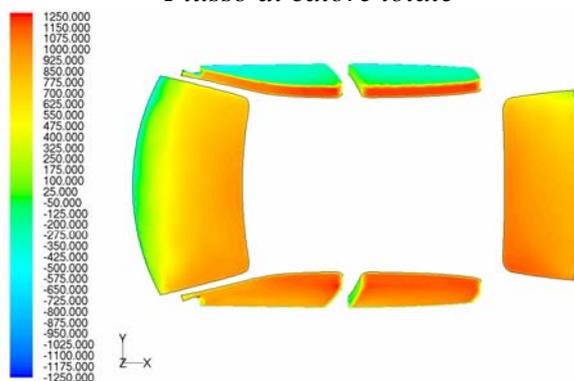


Scaled Residuals

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

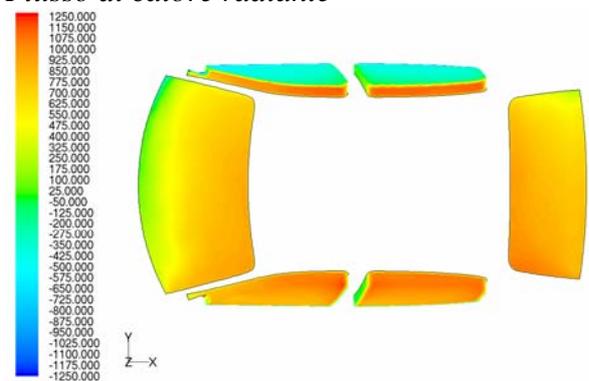
Flusso di calore totale



Contours of Total Surface Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Flusso di calore radiante

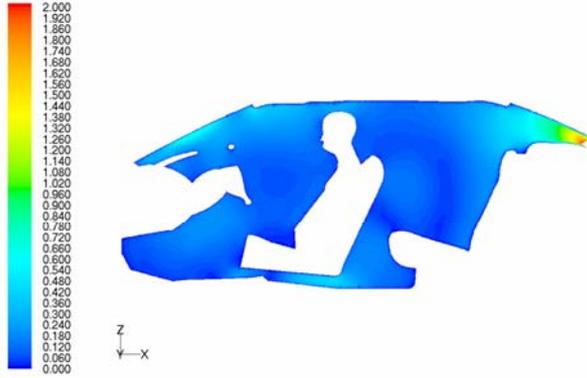


Contours of Radiation Heat Flux (w/m2)

Nov 07, 2006
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

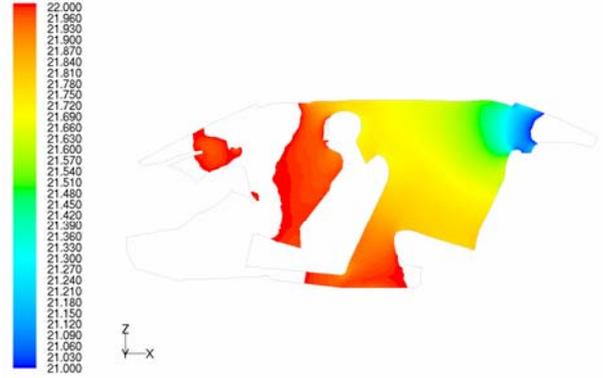


Campo di velocità

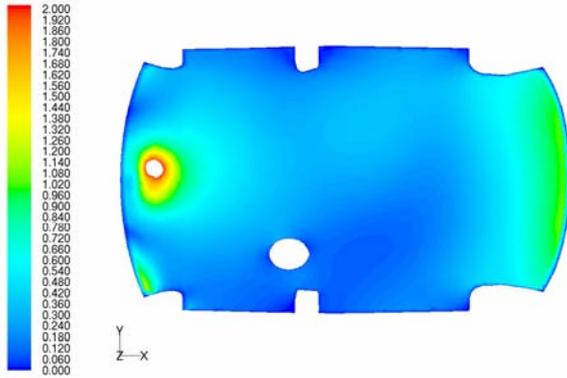


Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

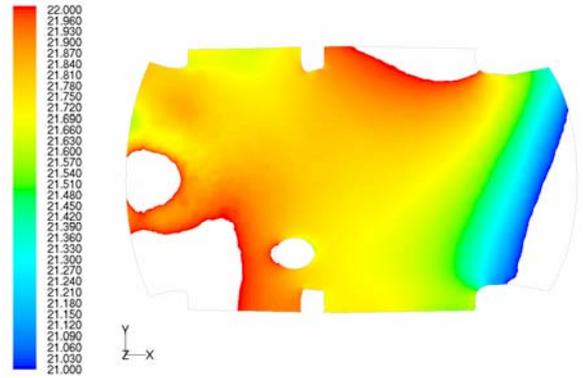
Campo di pressione statica



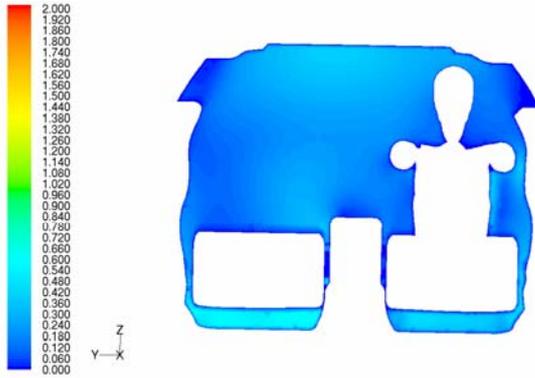
Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



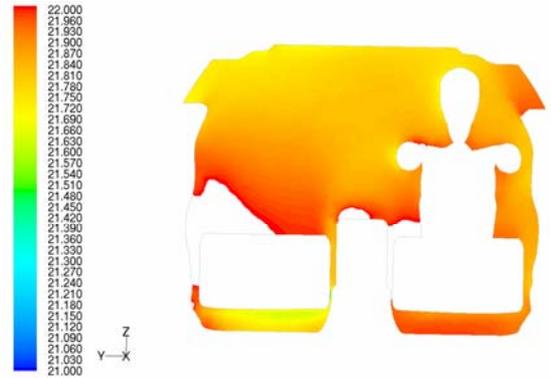
Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



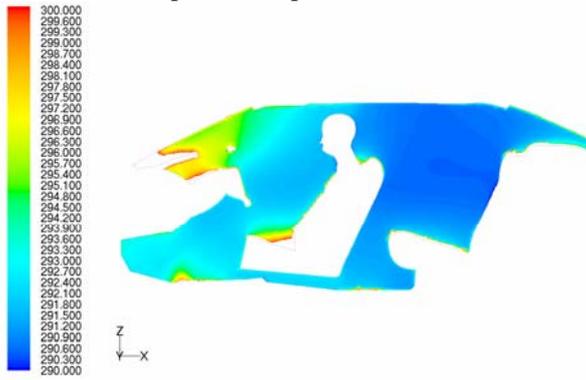
Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

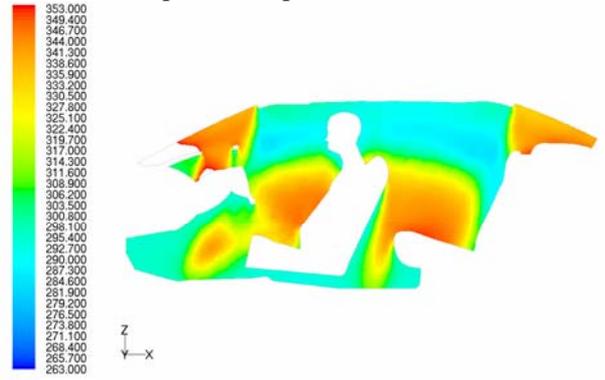


Campo di temperatura statica

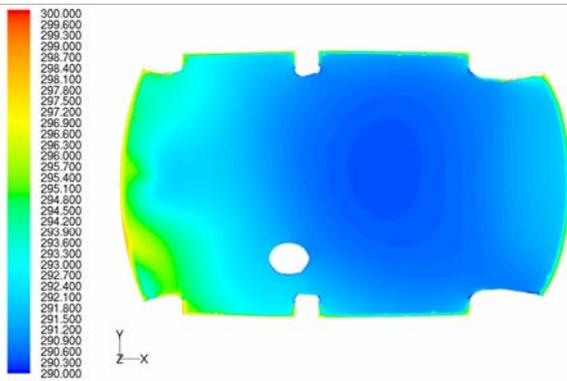


Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

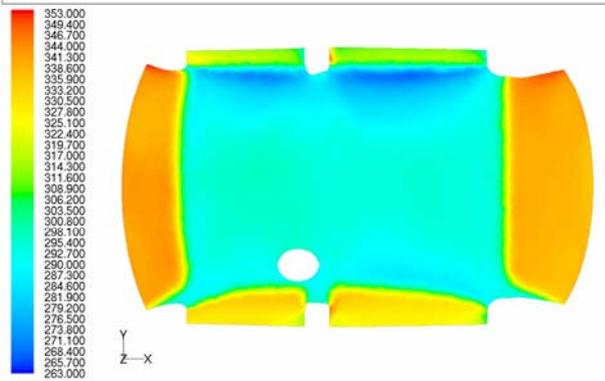
Campo di temperatura radiante



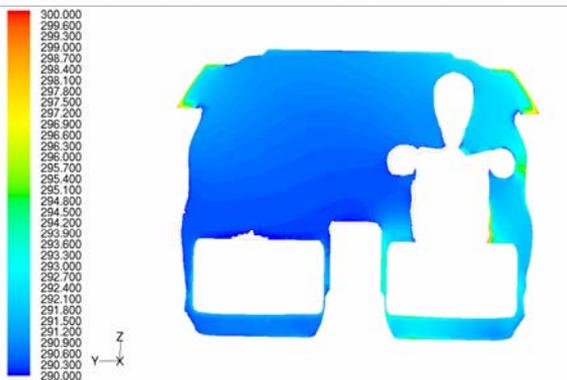
Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



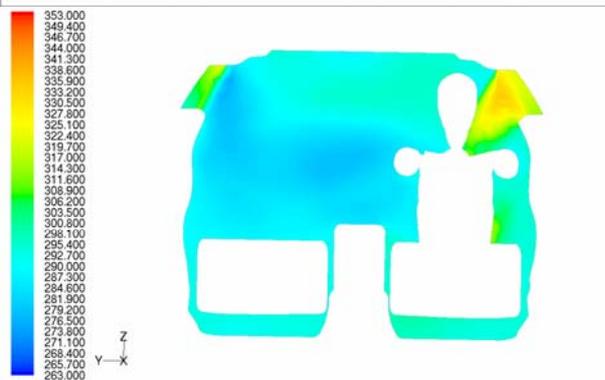
Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Titolo: Prova V02

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	V02IG290CFY300CSY293-DOSRT150812GE	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova V02" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=290 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "solar ray tracing" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con un milione e mezzo di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecento mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=15 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=5 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=5 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=8-10 mm) e del sedile del pilota (L=8-10 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=5-10 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=15-20 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	1513905	207364
Skewness massima	0.888565	0.856421
Skewness media	0.36101	0.09357

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
Fluidio	Aria



Valori standard			
<i>Alluminio</i>			
Valori standard			
<i>Vetro</i>			
Densità	4300	[Kg/m3]	
Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]	
Calore specifico	840	[J/KgK]	
<i>Pelle</i>			
Densità	800	[Kg/m3]	
Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]	
Calore specifico	40	[J/KgK]	

CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.8608
		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049
Uscita del flusso dal dominio:	Pressure-outlet	Backflow total		300



uscita		temperature [K]	
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	300
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m3]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input checked="" type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

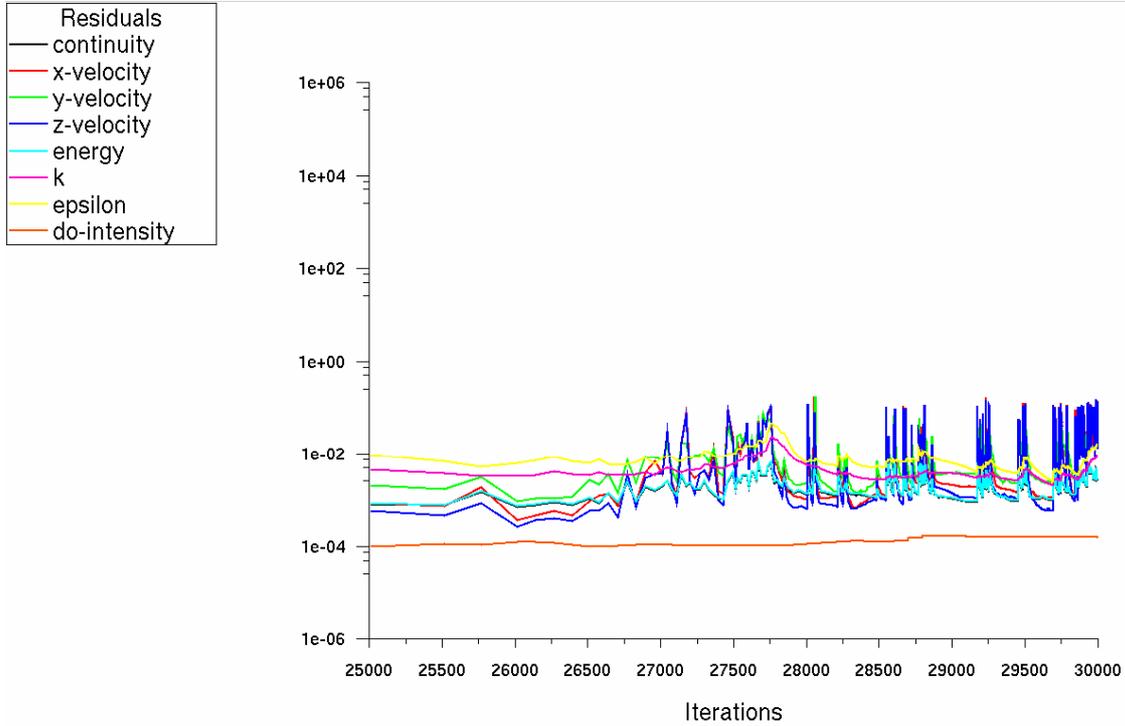
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

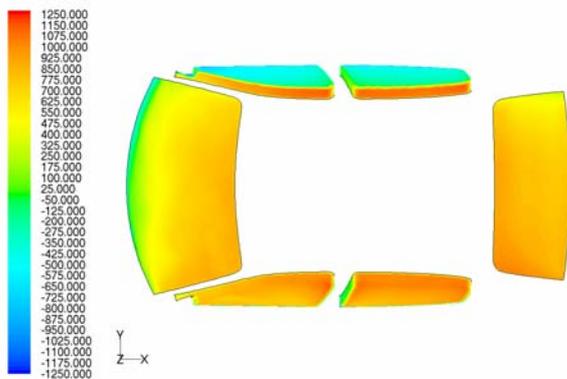
Andamento dei residui.



Scaled Residuals FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

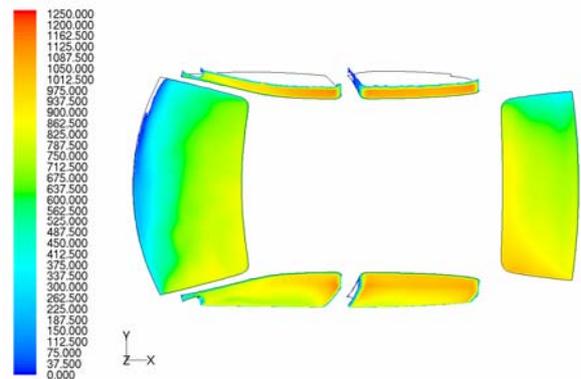
Flusso di calore totale



Contours of Total Surface Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Flusso di calore radiante

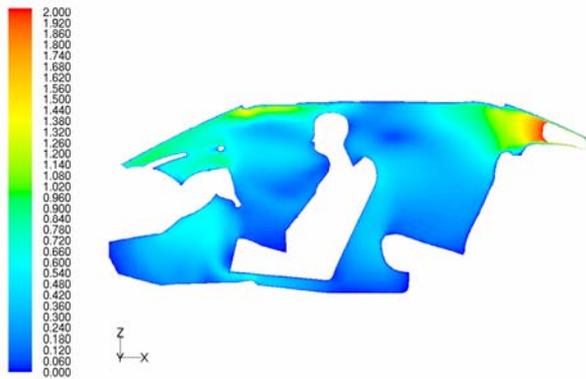


Contours of Radiation Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



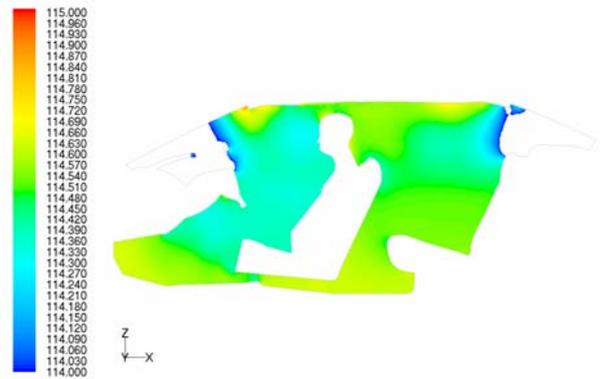
Campo di velocità



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

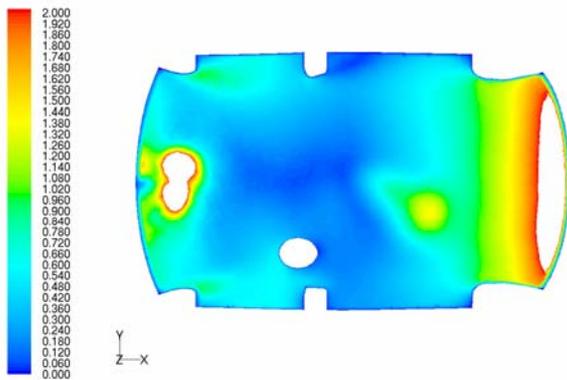
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Campo di pressione



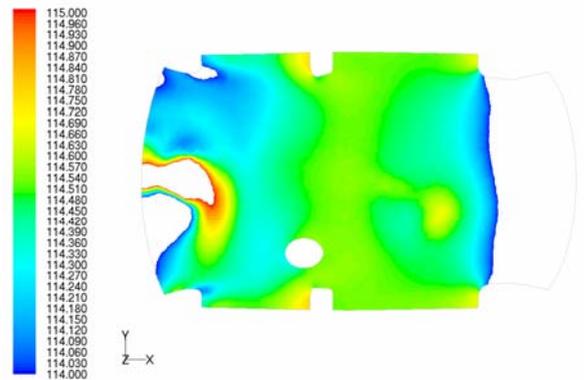
Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



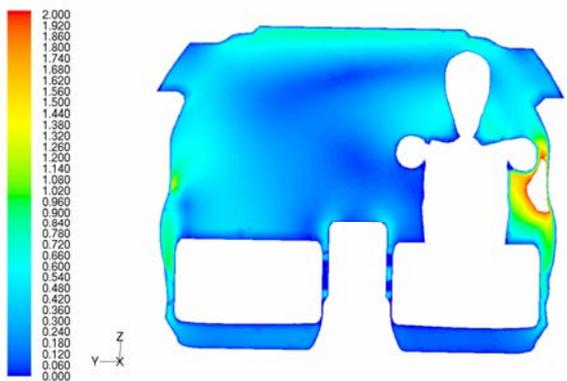
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



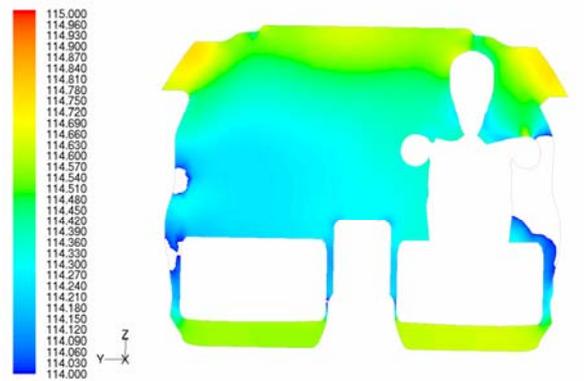
Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

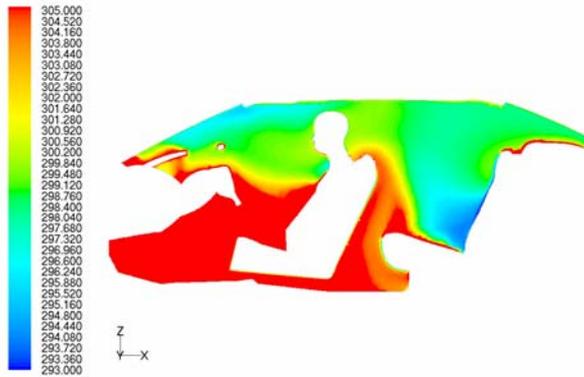


Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

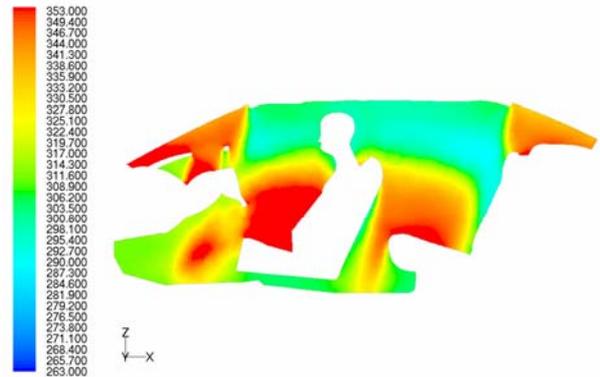


Campo di temperatura statica

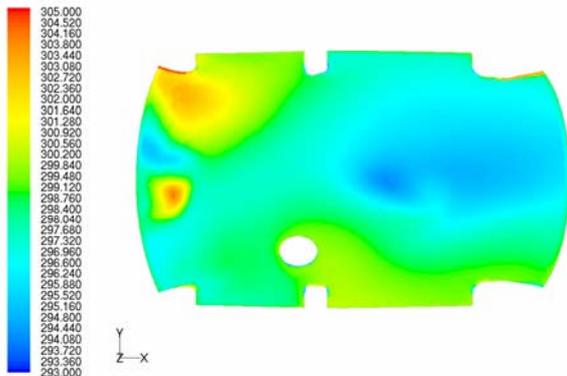


Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

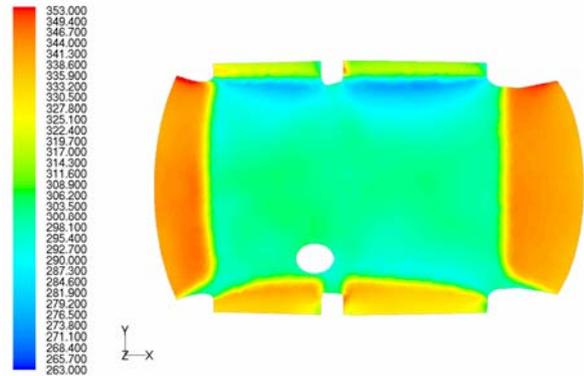
Campo di temperatura radiante



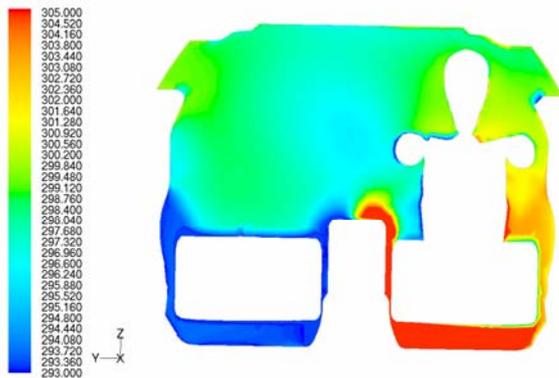
Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



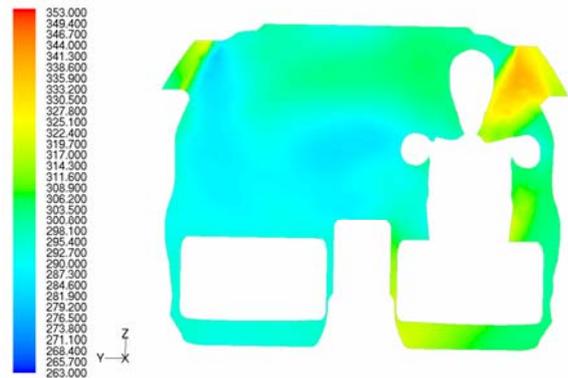
Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Titolo: Prova V03

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	V03IG290CFY300CSY293-DODOI150812GN	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova V03" simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette (T=290 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=300 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con un milione e mezzo di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecento mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=15 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=5 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=5 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=8-10 mm) e del sedile del pilota (L=8-10 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=5-10 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=15-20 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	1513905	207364
Skewness massima	0.888565	0.856421
Skewness media	0.36101	0.09357

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
Fluido	<i>Aria</i>
	Valori standard



Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
Calore specifico	40	[J/KgK]	

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.6034
		Vy	[m/s]	-0.5641
		Vz	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	0.8029
		Vy	[m/s]	0.7068
		Vz	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.6969
		Vy	[m/s]	0.1420
		Vz	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.3273
		Vy	[m/s]	0.0157
		Vz	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.6267
		Vy	[m/s]	-0.3073
		Vz	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	1.2008
		Vy	[m/s]	-0.1207
		Vz	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	290
		Vx	[m/s]	2.8608
		Vy	[m/s]	0.0007
		Vz	[m/s]	1.9049
Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]		300



Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	300
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m ² K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m ³]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata a nord, il che significa che l'abitacolo è disposto ortogonalmente all'equatore.			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto		Ora: 12:00	

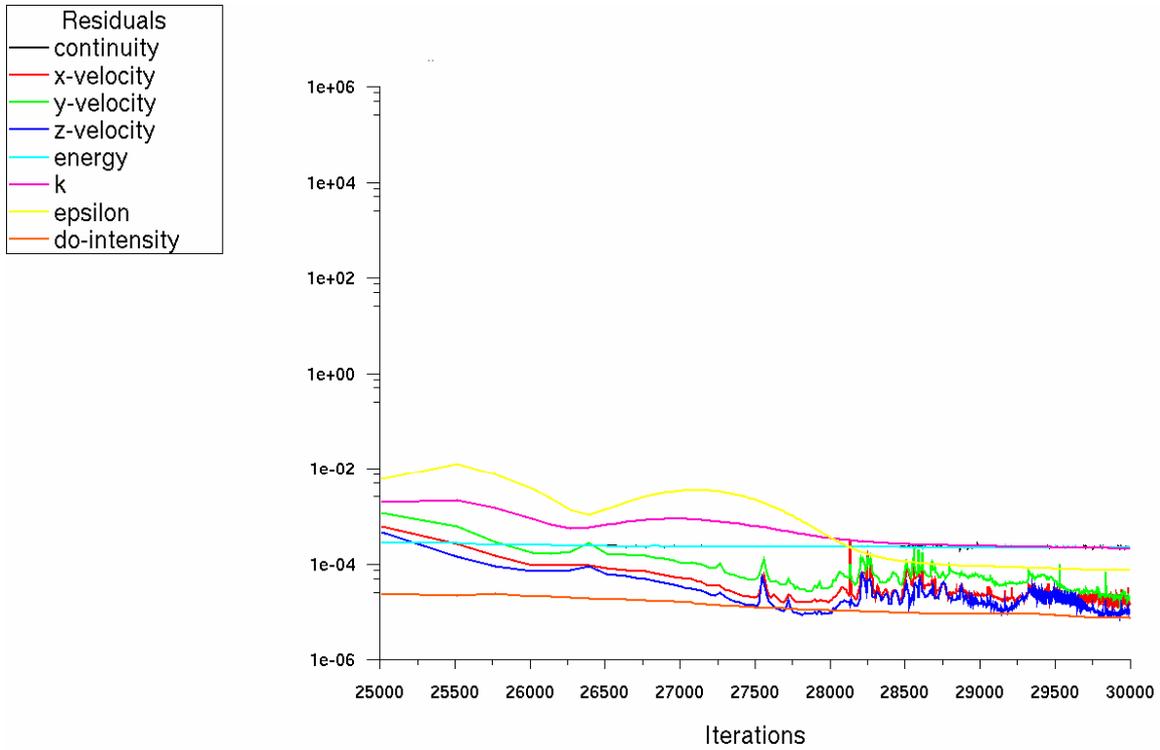
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

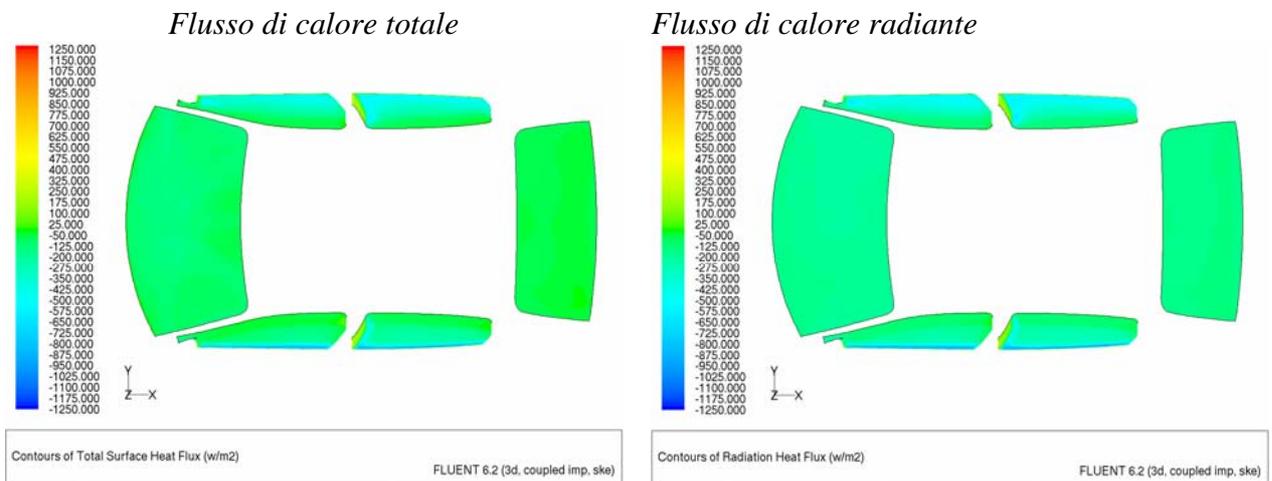
Andamento dei residui.



Scaled Residuals

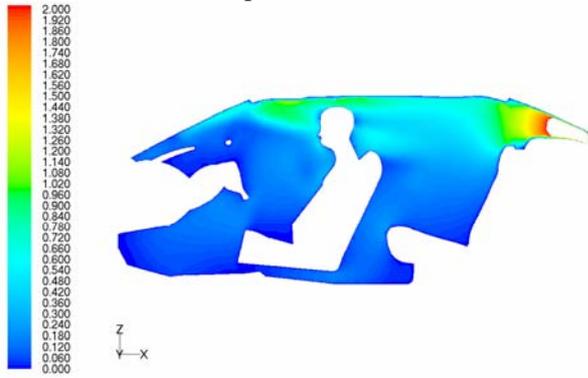
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

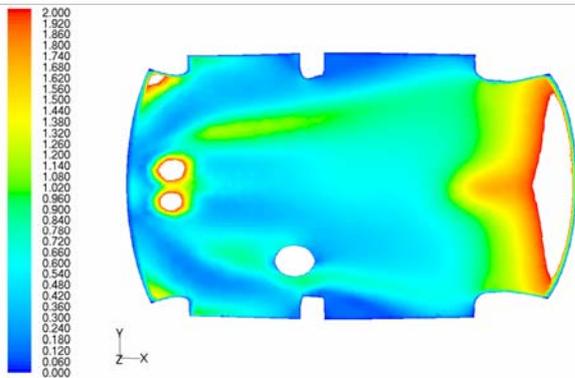




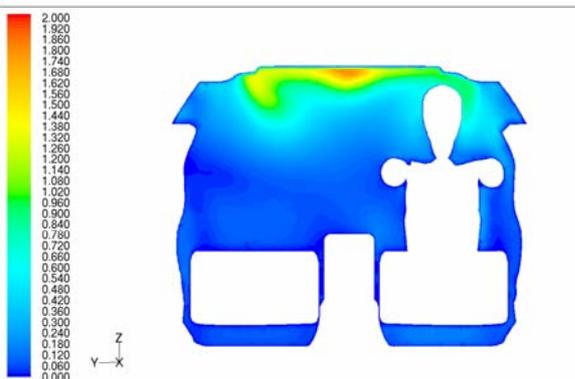
Campo di velocità



Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

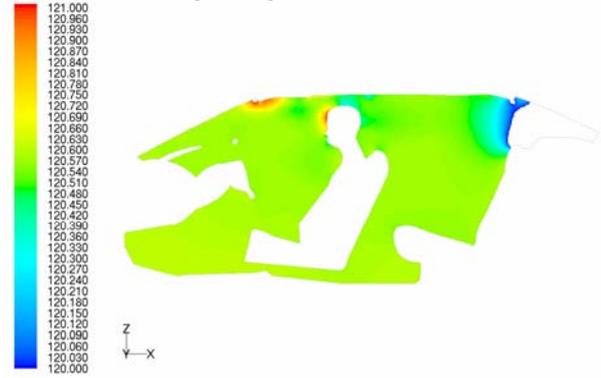


Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

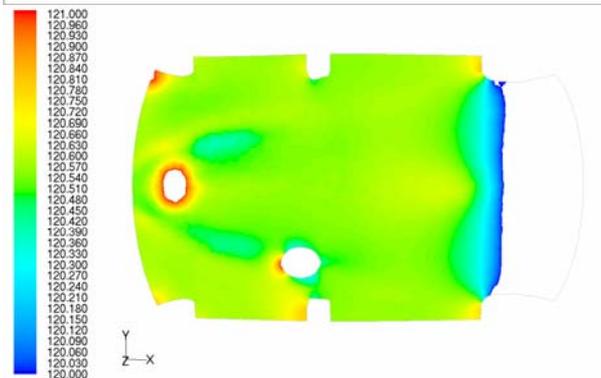


Contours of Velocity Magnitude (m/s) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

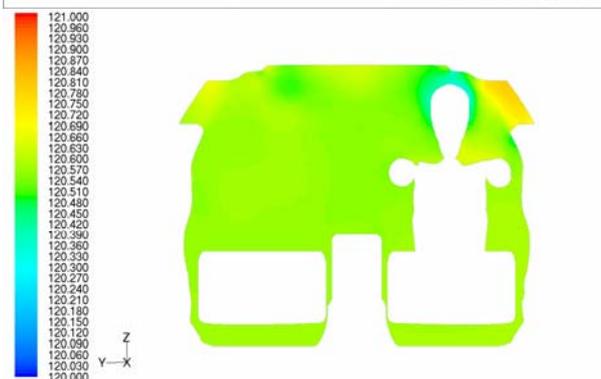
Campo di pressione statica



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



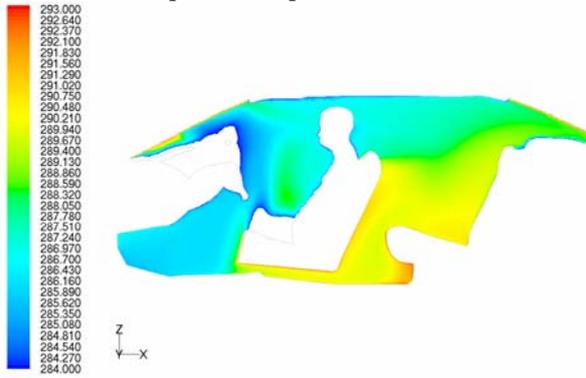
Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Pressure (pascal) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

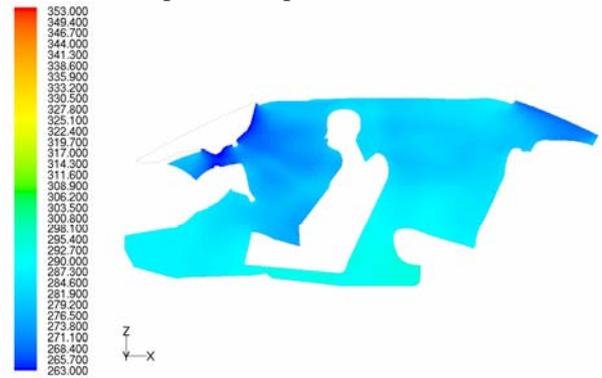


Campo di temperatura statica

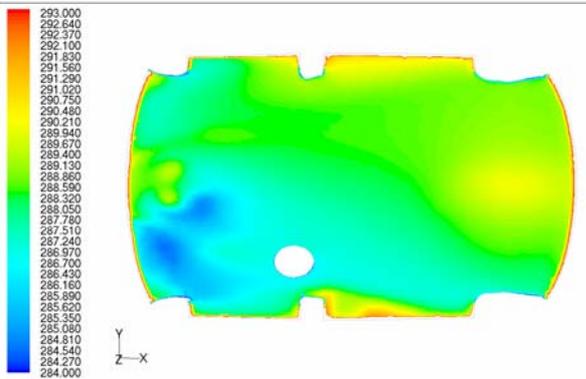


Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

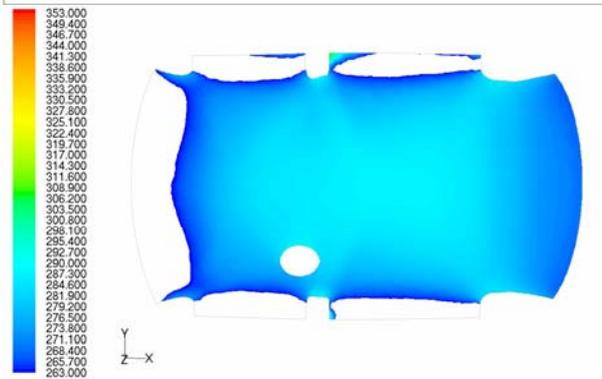
Campo di temperatura radiante



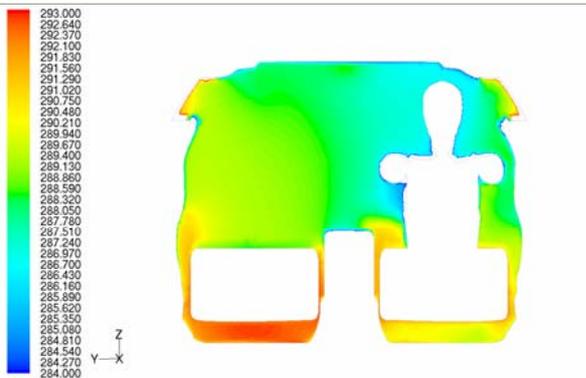
Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



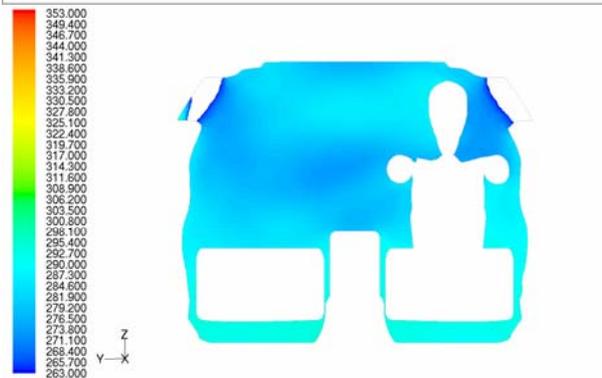
Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k) FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Titolo: Prova V04

Autore : La Face - Meo

Codice simulazione	V04IG300CFY278CSY293-DODOI211212GE	Software	Fluent Inc.
Tipologia calcolo	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	Versione	6.2.16
Obiettivo	Valutare il riscaldamento dell'abitacolo in una giornata fredda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento.		
Breve descrizione	La "Prova V04" simula il riscaldamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria caldo uscente dalle bocchette (T=300 K), parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=278 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 21 dicembre alle ore 12:00.		

Proprietà caso

GRIGLIA		
Descrizione griglia: la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto di guida, con un milione e mezzo di elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecento mila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=15 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=5 mm); in corrispondenza della testa, delle mani e dei piedi del manichino (L=5 mm); in corrispondenza dei finestrini (L=8-10 mm) e del sedile del pilota (L=8-10 mm); in corrispondenza di parte del torace e degli arti del manichino (L=5-10 mm). La griglia è stata invece diradata nelle zone non influenti al comfort del manichino stesso, come ad esempio in corrispondenza del sedile-passeggero e del sedile posteriore (L=15-20 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
Numero	1513905	207364
Skewness massima	0.888565	0.856421
Skewness media	0.36101	0.09357

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
Solutore	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
Soluzione equazioni	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
Modello viscoso	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
Equazione energia	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
Fluido	<i>Aria</i>
	Valori standard



Solidi	<i>Alluminio</i>		
	Valori standard		
	<i>Vetro</i>		
	Densità	4300	[Kg/m ³]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m ³]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]

CONDIZIONI AL BORDO				
<i>Zona</i>	<i>Tipo di condizione</i>	<i>Parametri</i>		
Ingresso del flusso nel dominio: montante destro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0024
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	0.6034
		V _y	[m/s]	-0.5641
		V _z	[m/s]	-0.1068
Ingresso del flusso nel dominio: montante sinistro	Pressure far field	Mach	[-]	0.0032
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	0.8029
		V _y	[m/s]	0.7068
		V _z	[m/s]	-0.1700
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0127
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	2.6969
		V _y	[m/s]	0.1420
		V _z	[m/s]	3.4014
Ingresso del flusso nel dominio: vent centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0112
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	2.3273
		V _y	[m/s]	0.0157
		V _z	[m/s]	3.0363
Ingresso del flusso nel dominio: vent destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0085
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	1.6267
		V _y	[m/s]	-0.3073
		V _z	[m/s]	2.3818
Ingresso del flusso nel dominio: vent sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0063
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	1.2008
		V _y	[m/s]	-0.1207
		V _z	[m/s]	1.7758
Ingresso del flusso nel dominio: rear	Pressure far field	Mach	[-]	0.0101
		Temperatura	[K]	300
		V _x	[m/s]	2.8608
		V _y	[m/s]	0.0007
		V _z	[m/s]	1.9049
Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]		300



Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	278
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m3]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/> P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>			
<p>Descrizione modello: il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.</p>			
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/> SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>			
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108	Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 21 dicembre		Ora: 12:00	

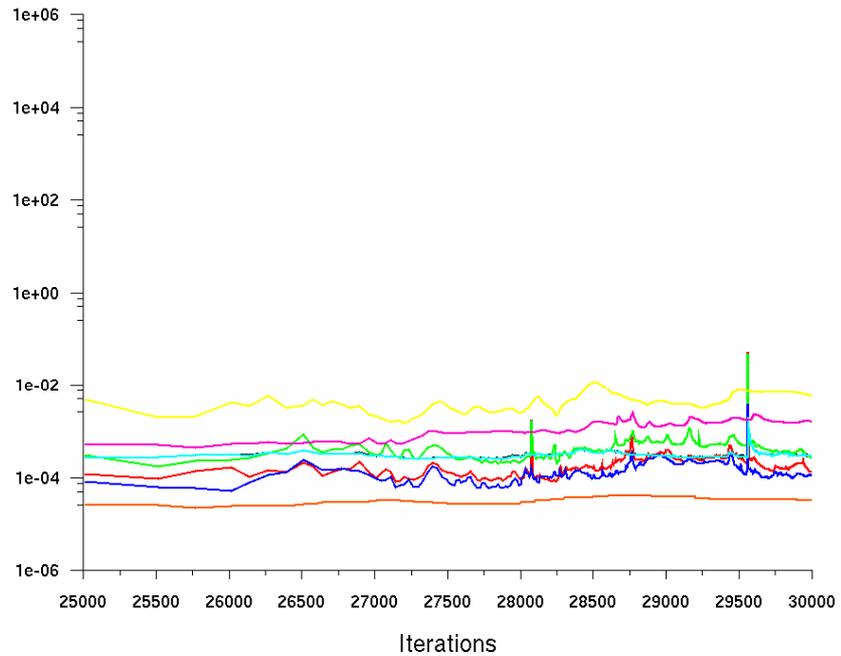
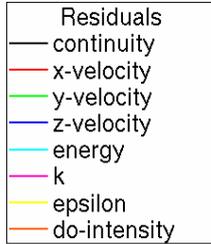
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m ²]
Densità	1.225	[kg/m ³]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 ⁻⁵	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
----------------------	-----



Risultati

Andamento dei residui.

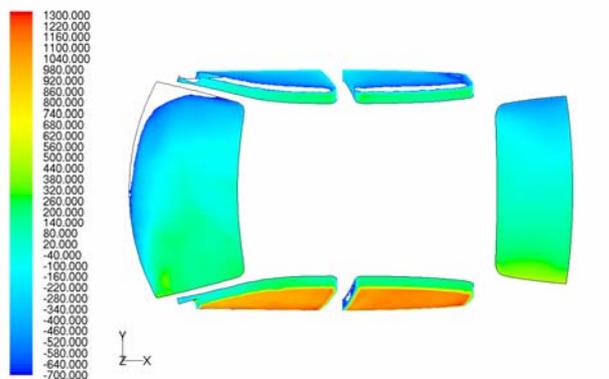


Scaled Residuals

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

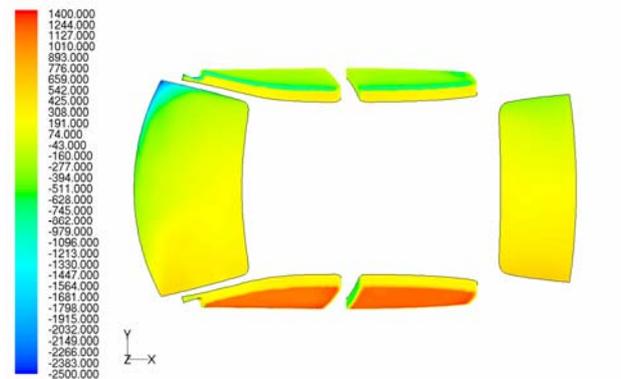
Flusso di calore totale



Contours of Total Surface Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Flusso di calore radiante

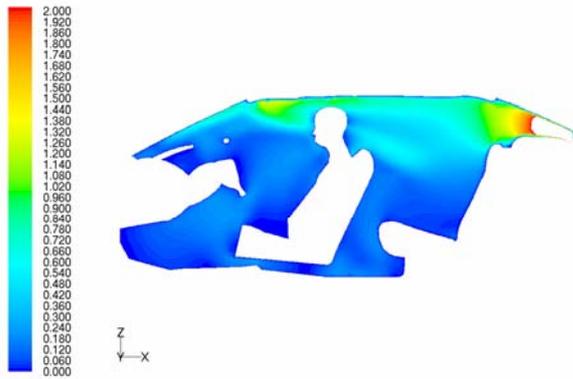


Contours of Radiation Heat Flux (w/m2)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



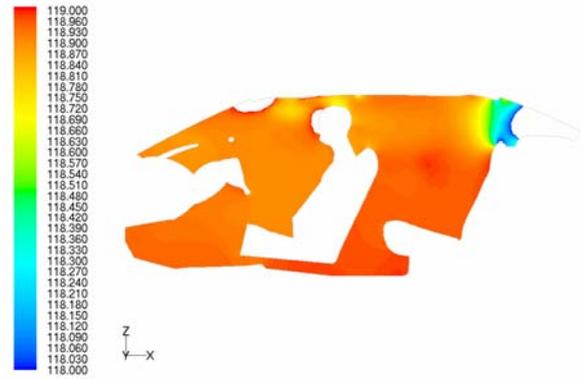
Campo di velocità



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

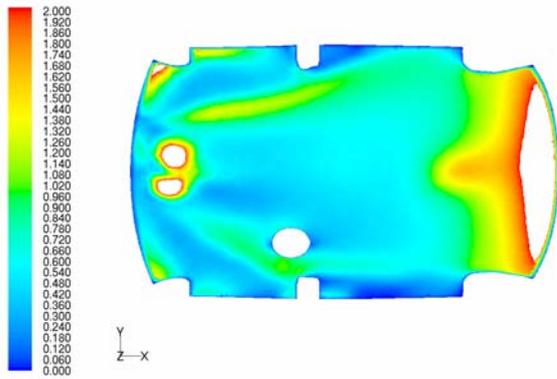
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Campo di pressione statica



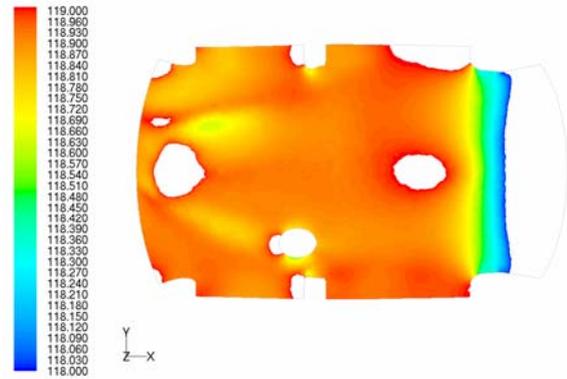
Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



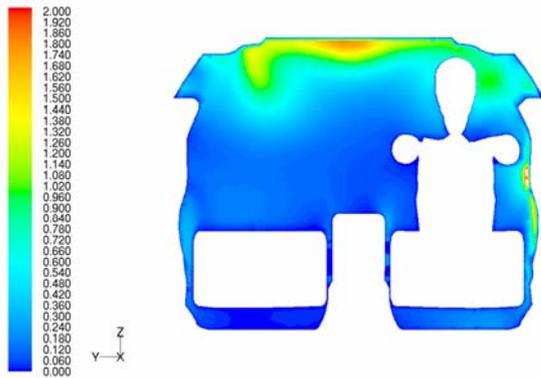
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



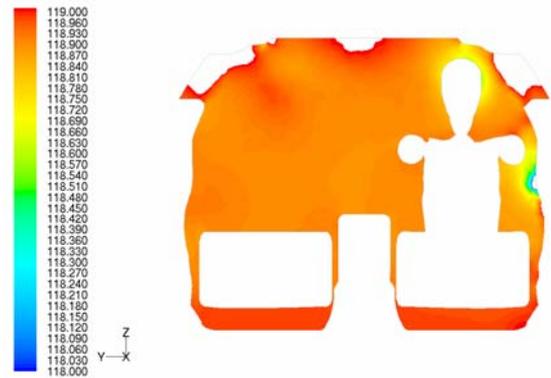
Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

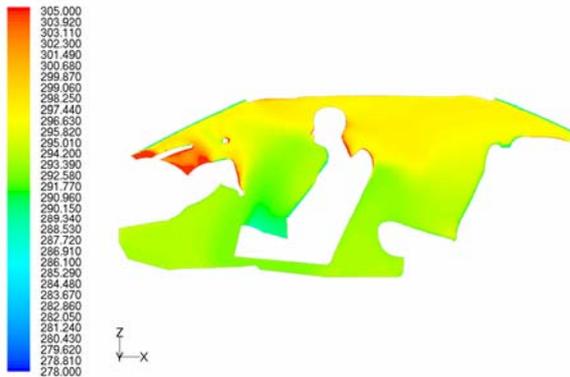


Contours of Static Pressure (pascal)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



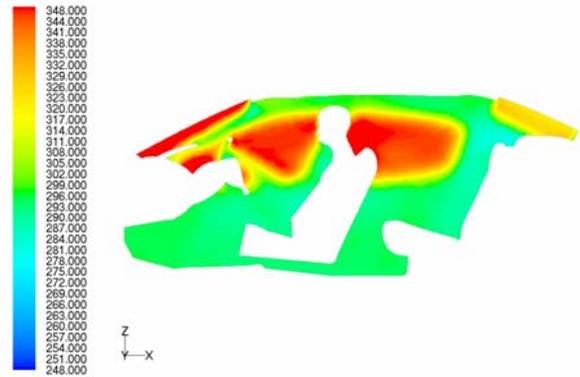
Campo di temperatura statica



Contours of Static Temperature (k)

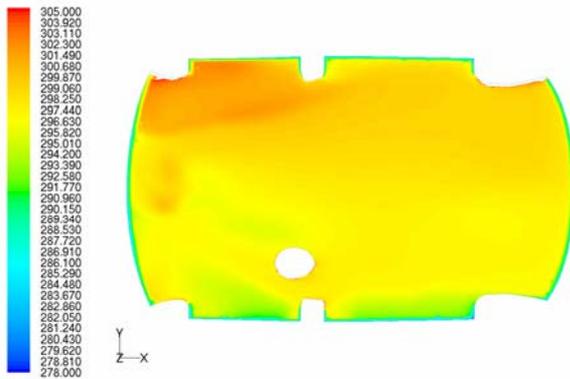
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Campo di temperatura radiante



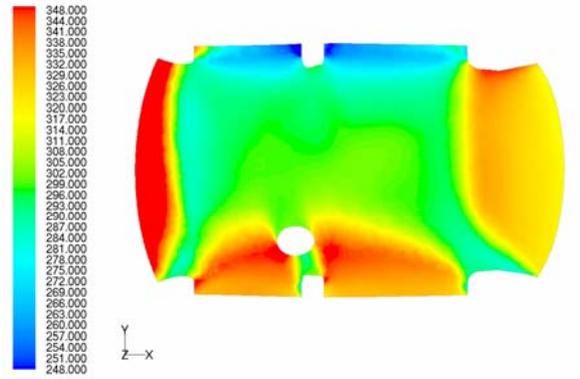
Contours of Radiation Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



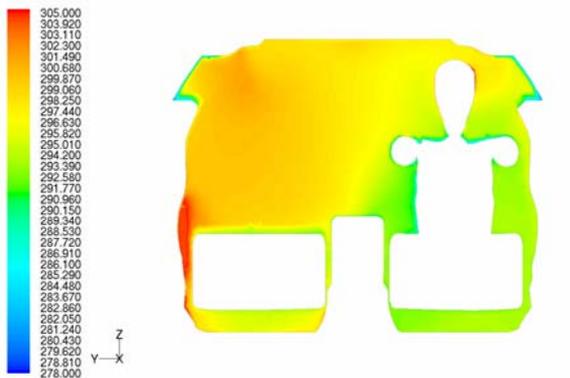
Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



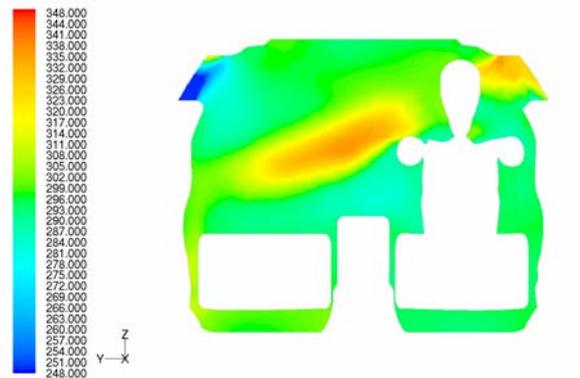
Contours of Radiation Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



Contours of Radiation Temperature (k)

FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Bibliografia

1. Fluent Inc., “*FLUENT 6.2 User’s Guide*”, Lebanon, NH, January 2005.
2. Fluent Inc., “*GAMBIT 2.1 User’s Guide*”, Lebanon, NH, May 2003.
3. F. Kreith, “*Principles of Heat Transfer*”, Donnelley Publishing Corporation.
4. ASHRAE Standard 55-92, “*Thermal Environmental Conditions for Human Occupants*”, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc..
5. M. C. Gameiro Da Silva, “*Measurements of Comfort in Vehicles*”, Measurement Science and Technology, 13, 2002, R41-R60.
6. T. Han, L. Huang, S. Kelly, “*Virtual Thermal Comfort Engineering*”, SAE Paper 2001-01-0588, March 2001.
7. T. Han, L. Huang, “*A Model for Relating a Thermal Comfort Scale to ETH Comfort Index*”, SAE Paper 2004-01-0919, March 2004.
8. J.Currle, “*Numerical Study of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of Thermal Comfort of the Occupants*”, SAE Paper 970529, March 1997.

Ringraziamo il Professor Giovanni Lombardi per averci dato l'opportunità di compiere questa esperienza e per la fiducia ripostaci, l'Ingegnere Francesco Giacalone per l'aiuto, il sostegno, l'incoraggiamento e l'assidua presenza nel nostro lungo cammino di tesi.

Ringraziamo coloro che su strade parallele hanno passeggiato comunque a fianco a noi, i viandanti, chi è arrivato e chi ancora deve andare.

Ringraziamo gli occhi vigili che hanno assistito il nostro cammino, le braccia forti che ci hanno sostenuto, i sorrisi autentici che ci hanno incoraggiato e le parole, dette e non, che ci hanno fatto crescere.

*Ringraziamo i nostri genitori artefici e partecipi delle e nelle nostre vite.
Libera Andrea, Andrea Libera.*