

*Università degli Studi di Roma “La Sapienza”*

*Facoltà di Ingegneria*

*Dottorato di Ricerca in:*

**“Ingegneria della Produzione Industriale”**

*Ciclo XVIII*

**SISTEMI DI PRODUZIONE DI NUOVA  
GENERAZIONE PER LA FORMATURA E LA  
TEMPRA DI LASTRE DI VETRO**

*Dottorando: Dott. Ing. Giovanni Maria Isopi*

*Docente guida: Prof. Ing. Francesco Cirillo*



Desidero ringraziare la STM s.p.a., ed in particolare Gerolamo Fasce, Ivan Bruneri e Vittorio Pagani per la disponibilità dimostrata.

Un grazie di cuore a Fabio Giammei per il suo aiuto, non soltanto tecnico.



## INDICE

---

<b>PREFAZIONE</b>	<b>11</b>
<b>INTRODUZIONE</b>	<b>13</b>
<b>I.1. DESCRIZIONE GENERALE DEL PROCESSO DI FORMATURA E TEMPRA DI LASTRE DI VETRO</b>	<b>15</b>
I.1.1. Descrizione del processo produttivo	15
I.1.2. Introduzione alle problematiche inerenti il processo produttivo	21
I.1.3. Descrizione dei parametri fondamentali e relative unità di misura	28
I.1.3.1. Il Vetro	28
I.1.3.2. Il Grado di Tempra	30
I.1.3.3. Il coefficiente h	32
I.1.3.4. Parametri fluidodinamici	32
I.1.3.5. Caratteristiche dell'aria	33
<b>I.2. CARATTERISTICHE DEL MERCATO, DEL SISTEMA PRODUTTIVO E DESCRIZIONE DELLA NUOVA ESIGENZA</b>	<b>35</b>
I.2.1. Il mercato delle lastre di vetro	35
I.2.2. I sistemi produttivi	37
I.2.3. Il processo di progettazione degli impianti	39
I.2.4. Analisi della nuova esigenza	41
I.2.4.1. Obiettivi realizzativi e gap da colmare	41
I.2.4.2. Azioni da intraprendere	44
<b>RICERCA</b>	<b>47</b>
<b>II.1. RESOCONTO SULLE CONOSCENZE ED ANALISI DELLA LETTERATURA ESISTENTE</b>	<b>49</b>
<b>II.1.1. Norme</b>	<b>49</b>
II.1.1.1. Norme generali	49
II.1.1.2. Norme relative a vetro temprato	50
II.1.1.3. Norme relative ad altre proprietà del vetro	52
II.1.1.4. Norme varie	53
II.1.1.5. Marcatura CE	53
<b>II.1.2. Modello viscoelastico e viscoplastico.</b>	<b>54</b>

## INDICE

---

<b>II.1.3. Gli studi sulla tempratura di R. Gardon</b>	<b>59</b>
II.1.3.1. Relazione tra $S_M$ , $L$ , $T_0$ e $h$	59
II.1.3.2. Il coefficiente di convezione $h$	63
<b>II.1.4. Considerazioni fluidodinamiche e relazioni di H. Martin</b>	<b>64</b>
<b>II.1.5. Ricerche sul raffreddamento di superfici calde</b>	<b>69</b>
II.1.5.1. Singolo ugello circolare	69
II.1.5.2. Effetto della spaziatura in una griglia multiugello	71
II.1.5.3. Effetto della presenza di fori di uscita per l'aria calda.	74
II.1.5.4. Differenza, nel raffreddamento, tra centro e periferia.	77
II.1.5.5. Effetto dovuto alla geometria dell'ugello.	78
II.1.5.6. Effetto della non perpendicolarità tra getto e superficie.	80
II.1.5.7. Considerazioni riassuntive e di progetto	84
<b>II.2. ANALISI DELLA FORMATURA CON CODICE AGLI ELEMENTI FINITI</b>	<b>89</b>
<b>II.2.1. Primi modelli e verifiche di convergenza</b>	<b>89</b>
II.2.1.1. Procedura di calcolo	90
II.2.1.2. Parametri di calcolo: caratteristiche del vetro	92
II.2.1.3. Parametri di calcolo: caratteristiche al contorno	97
II.2.1.4. Simulazioni	97
II.2.1.5. Considerazioni conclusive	109
<b>II.2.2. Affinamento del modello</b>	<b>112</b>
II.2.2.1. Parametri di calcolo	113
II.2.2.2. Mesh	114
II.2.2.3. Simulazioni con vincoli di appoggio reali	118
II.2.2.4. Modello semplificato del maschio: interazione meccanica	122
II.2.2.5. Maschio di pressa reale: interazione meccanica	127
II.2.2.6. Interazione termica con il maschio di pressa	130
<b>II.2.3. Modello definitivo e simulazioni conclusive</b>	<b>135</b>
II.2.3.1. Temperatura della lastra: schema completo di simulazioni e modello di previsione	136
II.2.3.2. Deformazione della lastra: schema DOE di simulazioni e modello di previsione	138
<b>II.3. ANALISI DELLA TEMPERATURA CON CODICI CFD</b>	<b>145</b>
<b>II.3.1. ALGOR: modelli 2D di un singolo ugello assialsimmetrico</b>	<b>146</b>

## INDICE

---

II.3.1.1. Procedura di calcolo _____	146
II.3.1.2. Parametri di calcolo e condizioni al contorno _____	147
II.3.1.3. Mesh _____	148
II.3.1.3. Simulazioni _____	149
<b>II.3.2. ALGOR: modelli 2D di un singolo ugello a lama _____</b>	<b>158</b>
II.3.2.1. Simulazioni con lastra piana _____	158
II.3.2.2. Simulazioni con lastra inclinata di 10 gradi _____	161
II.3.2.3. Simulazioni con lastra inclinata di 20 gradi _____	165
<b>II.3.3. ALGOR: modelli 2D di più ugelli adiacenti a lama _____</b>	<b>168</b>
<b>II.3.4. Considerazioni conclusive sui modelli 2D con ALGOR _____</b>	<b>171</b>
<b>II.3.5. ALGOR: impostazione modello 3D di un singolo ugello _____</b>	<b>172</b>
<b>II.3.6. ANSYS: modelli 2D di un singolo ugello a lama _____</b>	<b>173</b>
<b>II.3.7. ANSYS: modelli 3D di un singolo ugello assialsimmetrico _____</b>	<b>178</b>
<b>II.3.8. ANSYS: modelli 3D di più ugelli assialsimmetrici _____</b>	<b>183</b>
II.3.8.1. Modelli a cinque ugelli _____	183
II.3.8.2. Modello a nove ugelli _____	192
<b>II.3.9. Conclusioni in merito all'utilizzo di ANSYS per lo sviluppo di un modello di previsione _____</b>	<b>195</b>
<b>II.3.10. Modello di previsione per la tempratura _____</b>	<b>196</b>
II.3.10.1. Schema DOE _____	196
II.3.10.2. Risultato delle simulazioni _____	200
II.3.10.3. Modello di previsione _____	207
<b>APPLICAZIONI _____</b>	<b>213</b>
<b>III.1. SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE" _____</b>	<b>215</b>
<b>III.1.1. Scopo e contenuto del documento _____</b>	<b>215</b>
<b>III.1.2. Definizioni _____</b>	<b>216</b>
<b>III.1.3. Normative e documentazione di riferimento _____</b>	<b>217</b>
III.1.3.1. Normative di riferimento _____	217
III.1.3.2. Documentazione di riferimento _____	217
<b>III.1.4. Descrizione generale _____</b>	<b>219</b>
<b>III.1.5. Dati di progetto _____</b>	<b>220</b>

## INDICE

---

III.1.5.1. Caratteristiche dei vetri da processare	220
III.1.5.2. Caratteristiche dei prodotti finiti	220
III.1.5.3. Parametri al contorno strutturali	220
III.1.5.4. Parametri al contorno di processo	221
III.1.5.5. Parametri al contorno economici	221
<b>III.1.6. Descrizione delle scelte di progetto</b>	<b>222</b>
III.1.6.1. Piastra soffiante principale	223
III.1.6.2. Piastre di copertura	225
III.1.6.3. Sistema Ugello	225
III.1.6.4. Sistema di frenatura	227
<b>III.1.7. Considerazioni progettuali</b>	<b>229</b>
III.1.7.1. Piastra soffiante principale	229
III.1.7.2. Resistenza delle viti di collegamento Piastra-Flangia	233
III.1.7.3. Piastre di copertura	234
III.1.7.4. Sistema Ugello	235
III.1.7.5. Sistema di frenatura	239
III.1.7.6. Avvertenze	241
<b>III.1.8. Modifiche da operare in caso di due Piastre affiancate</b>	<b>242</b>
<b>III.1.9. Lista parti</b>	<b>244</b>
<b>III.1.10. Prescrizioni per il montaggio</b>	<b>245</b>
III.1.10.1. Piastra soffiante principale	245
III.1.10.2. Piastre di copertura	245
III.1.10.3. Guida ugello	245
III.1.10.4. Sistema di frenatura	246
<b>III.1.11. Allegati</b>	<b>248</b>
III.1.11.1. Allegati CAD	248
III.1.11.2. Allegati Excel	259
<b>III.1.12. Protezione intellettuale</b>	<b>260</b>
<b>III.2. PROGRAMMA DI CALCOLO “SAUGE”</b>	<b>261</b>
III.2.1. Descrizione	262
III.2.2. Definizioni	264
III.2.3. Programma 1	266
III.2.3.1. Riquadro R1	268

## INDICE

---

III.2.3.2. Riquadro R2	268
III.2.3.3. Riquadro R3	268
III.2.3.4. Riquadro R4	269
III.2.3.5. Riquadro R5	270
<b>III.2.4. Programma 2</b>	<b>272</b>
III.2.4.1. Input: Forma del vetro e direzione di scorrimento	273
III.2.4.2. Input: Variabili comuni	274
III.2.4.2. Output	274
<b>III.2.5. Programma 3</b>	<b>276</b>
III.2.5.1. Riquadro R1	277
III.2.5.2. Riquadro R2	277
III.2.5.3. Riquadro R3	277
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>279</b>



## PREFAZIONE

La presente ricerca è nata dall'esigenza, da parte della STM S.p.a. (Divisione Vetro della Techint S.p.a.), di ottimizzare la progettazione e la gestione degli impianti di formatura e tempra di lastre di vetro e di concepire soluzioni innovative basate su criteri di modularità, flessibilità ed elasticità di attrezzaggio degli impianti.

L'intero lavoro è stato suddiviso in tre parti.

La prima è una **“Introduzione”** e serve da base conoscitiva per le ultime due parti. Lo scopo principale è quello di fornire al lettore tutti gli strumenti necessari a capire l'oggetto del discorso, le grandezze in gioco, le problematiche inerenti la progettazione e gestione degli impianti ed il perché è stato ritenuto necessario investire in una ricerca.

La seconda parte è quella vera e propria di **“Ricerca”**. In questa parte viene descritto tutto ciò che è stato trovato in letteratura e sviluppato in seguito con vari software di calcolo: dai primi modelli alla serie di simulazioni secondo tecnica DOE per lo sviluppo di un modello di previsione del comportamento del vetro in formatura e del raffreddamento della lastra di vetro in fase di tempra.

La terza e ultima parte è quella relativa alle **“Applicazioni”**, conclusione naturale del lavoro che descrive, appunto, le applicazioni pratiche derivate direttamente dal lavoro di ricerca:

- Il progetto di una soffiante di tempra riconfigurabile
- Lo sviluppo del programma di calcolo “SAUGE”, di ausilio alla progettazione e gestione degli impianti.



**PARTE I**

**INTRODUZIONE**



## I.1. DESCRIZIONE GENERALE DEL PROCESSO DI FORMATURA E TEMPRA DI LASTRE DI VETRO

### I.1.1. DESCRIZIONE DEL PROCESSO PRODUTTIVO

Il processo industriale, oggetto del programma di ricerca, riguarda la curvatura e la tempratura di lastre di vetro piano prodotto con tecnologie di tipo “float” e può essere così sintetizzato:

- Il riscaldamento della lastra di vetro fino ad una temperatura compresa nell'intervallo tra 670°C e 720°C.
- La successiva formatura della lastra, effettuata con l'ausilio della forza di gravità, od “aiutata” dall'azione di un maschio.
- La tempratura della lastra di vetro effettuata tramite l'utilizzo di getti di aria ad alta velocità.
- Il raffreddamento del vetro fino alla temperatura ambiente ad opera di getti di aria a bassa velocità.

Nelle figure I.1.1. e I.1.2. è rappresentato, in maniera schematica, un impianto di formatura e tempratura di lastre di vetro. Nel caso particolare si tratta di un impianto di tempratura ortogonale in quanto la stazione di tempratura è posizionata, relativamente alla zona di formatura, ortogonalmente (direzione Y di figura I.1.2.) alla direzione del flusso principale di produzione (direzione X)

La lastra di vetro, a temperatura ambiente, viene introdotta all'interno di un forno di riscaldamento (un impianto lungo circa 10m) dal quale esce ad una temperatura prestabilita – normalmente compresa tra 670°C e 720°C – necessaria a rendere il vetro “lavorabile” per le successive fasi di formatura e tempratura (fig. I.1.3.).

Espulso il vetro dal forno, viene trasportato alla adiacente zona di formatura (nel caso si voglia vetro curvo) tramite una serie di rulli motorizzati e controllati elettronicamente. Nel caso di produzione di vetro piano la lastra, all'uscita dal forno, viene inviata direttamente nella zona di tempratura.

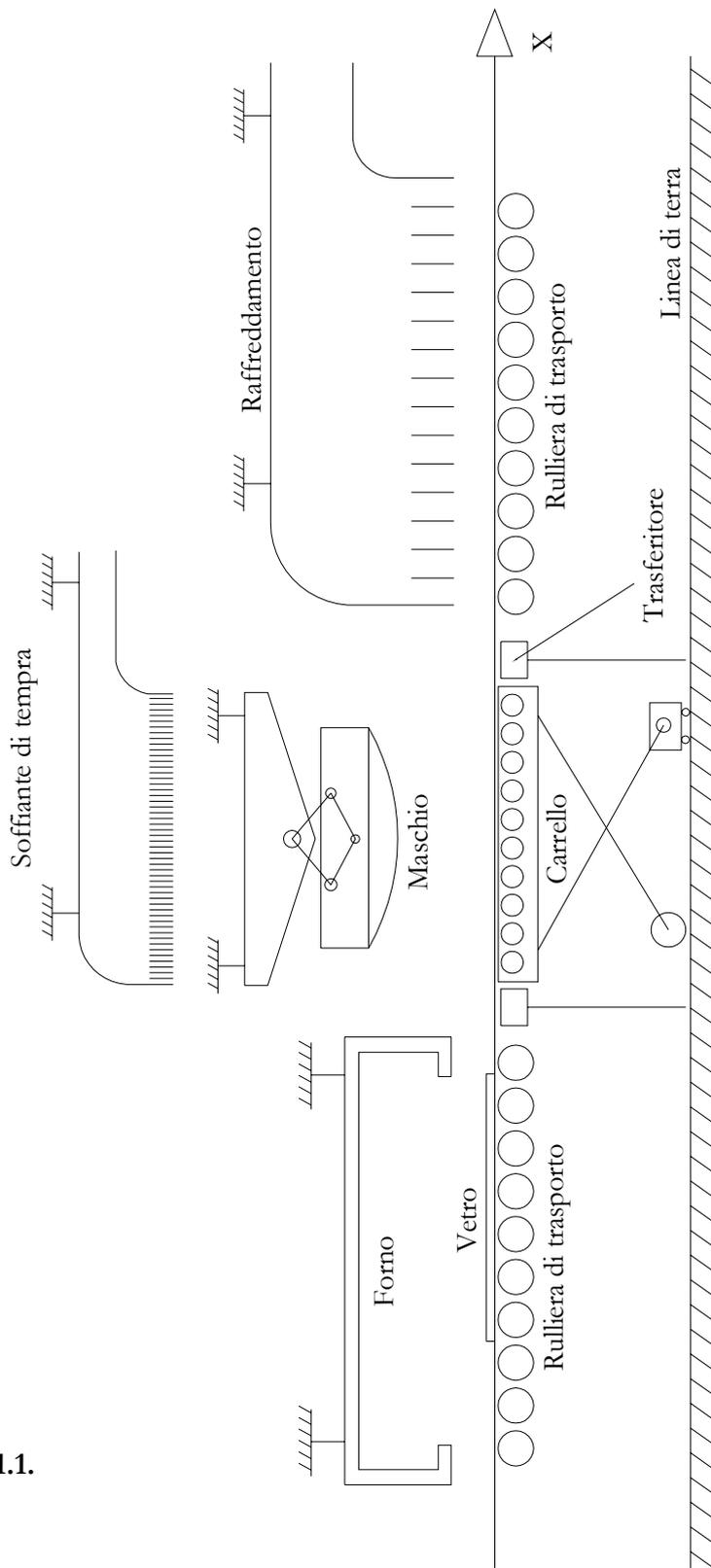


Fig. I.1.1.

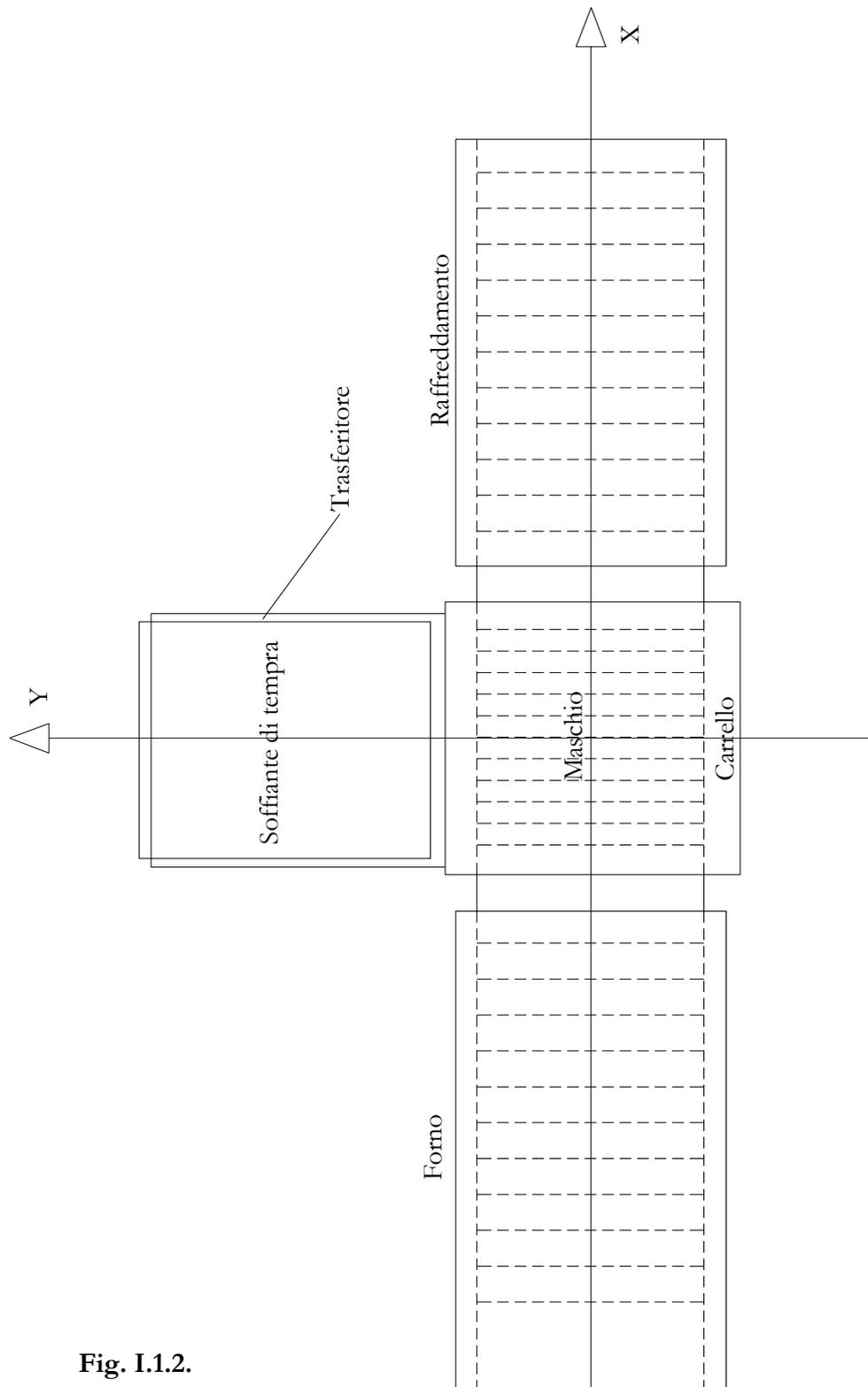


Fig. I.1.2.

Nella zona di formatura il vetro si troverà ad una temperatura compresa tra 640°C e 690°. A questo punto i rulli che sostengono il vetro vengono fatti abbassare tramite un carrello movimentato verticalmente ed il vetro viene così a poggiarsi su di un anello perimetrale fisso. La parte centrale del vetro, libera da qualsiasi sostegno, risulta così libera di deformarsi sotto la sola azione della forza di gravità o congiunta con l'azione di una pressa (denominata “Maschio”), che fa sì che il vetro assuma la forma prestabilita (fig. I.1.4.a, b, c). Curvato il vetro, esso viene trasportato nella adiacente zona di tempra dove una serie di getti di aria ad alta velocità (dell'ordine di 100 – 140m/s), fuoriuscenti da ugelli disposti in prossimità della superficie superiore ed inferiore della lastra curvata, procederanno alla tempra delle due superfici della lastra, ovvero al conferimento di un prestabilito valore di durezza superficiale (fig I.1.5). La necessaria portata e prevalenza dell'aria di raffreddamento viene garantita da una girante opportunamente dimensionata.

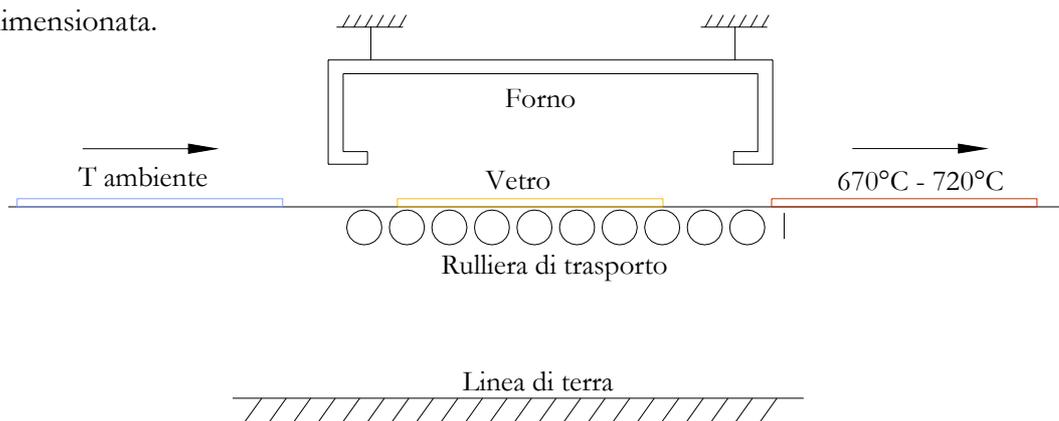


Fig. I.1.3.

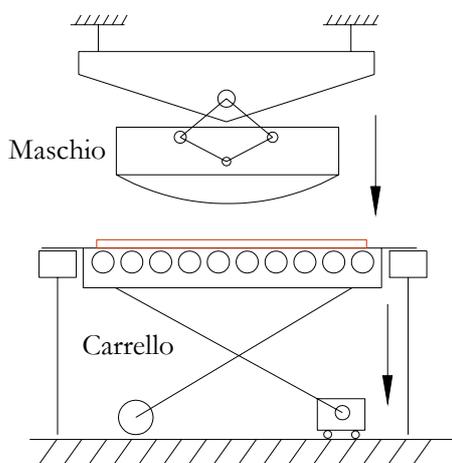


Fig. I.1.4.a

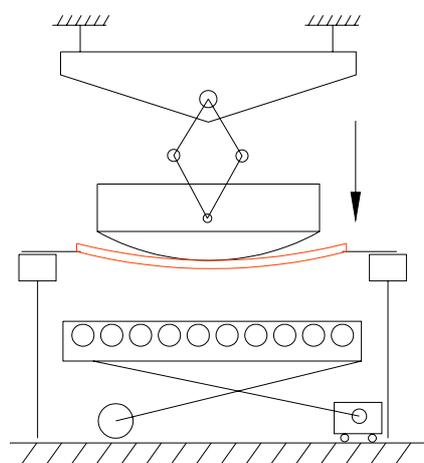


Fig. I.1.4.b

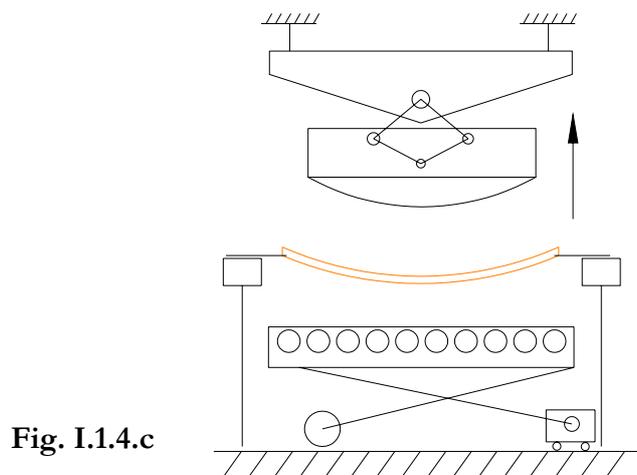


Fig. I.1.4.c

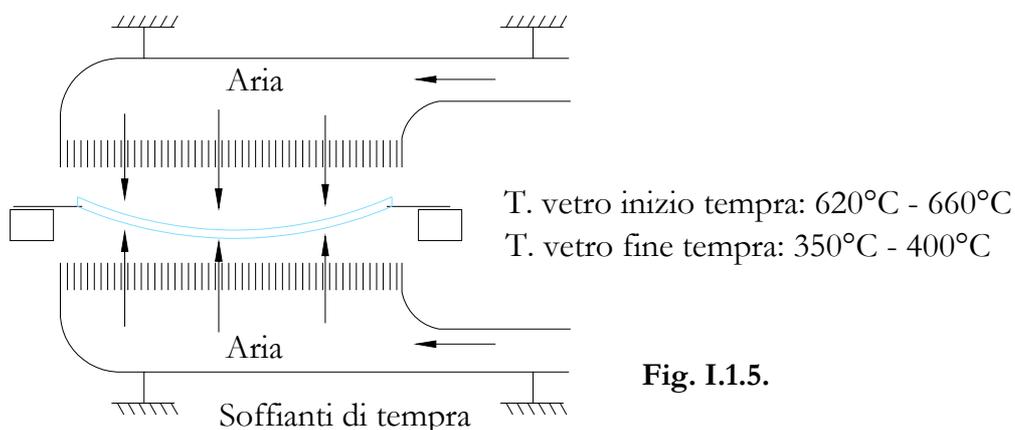


Fig. I.1.5.

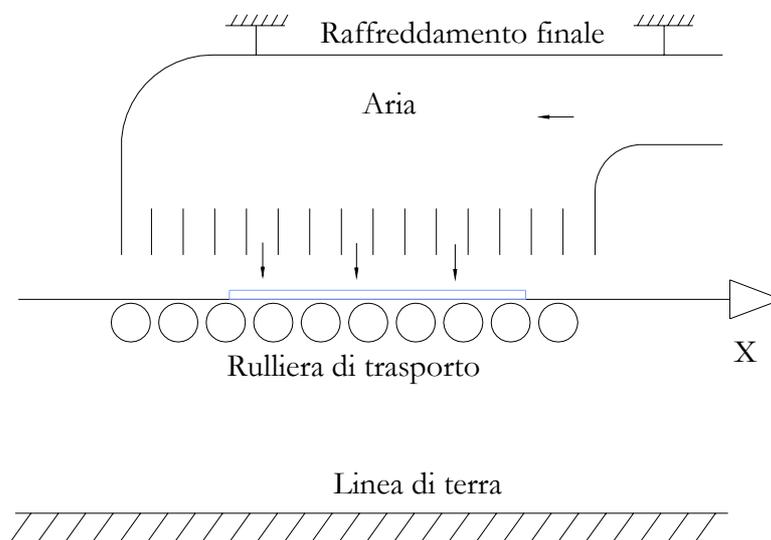
Nella pratica gli ugelli della soffiante risultano tutti equidistanti dalla superficie del vetro ed il profilo della soffiante segue quindi il profilo del vetro curvato. Non si verifica mai quindi la situazione rappresentata in figura I.1.5. in cui le due soffianti hanno un profilo orizzontale; a meno di non temprare vetro piano.

I getti di aria fuoriuscenti dalle soffianti operano la stessa funzione svolta dai bagni di sali nel caso della tempra di organi meccanici in acciaio: il rapido raffreddamento del pezzo da temperature “elevate”, in modo da conferire il voluto stato tensionale e quindi la desiderata durezza superficiale.

Una volta temprata, la lastra di vetro viene velocemente allontanata dalla zona di tempra per dare modo alla lastra che segue di essere sottoposta allo stesso trattamento. Nel percorso che la lastra temprata fa verso la zona di scarico una corrente di aria,

DESCRIZIONE GENERALE DEL PROCESSO DI FORMATURA E TEMPRA DI LASTRE DI VETRO

generata da una serie di ventilatori, continua il processo di raffreddamento della lastra fino alla temperatura ambiente (fig. I.1.6).



**Fig. I.1.6**

Durate caratteristiche della parte del ciclo produttivo compresa tra l'istante di uscita del vetro dal forno di riscaldamento e l'istante iniziale del raffreddamento finale sono comprese tra 14s e 20s. I tempi necessari alle fasi di formatura e tempra della lastra di vetro (escluse quindi le fasi di trasporto) sono approssimativamente di  $3s \div 6s$  e di  $6s \div 8s$  rispettivamente.

### I.1.2. INTRODUZIONE ALLE PROBLEMATICHE INERENTI IL PROCESSO PRODUTTIVO

Per tutto il prosieguo del lavoro si intenderà, per processo produttivo, solo la parte centrale del processo descritto nel paragrafo precedente, ovvero quella che ha come istante iniziale  $t_0$  l'istante di uscita del vetro dal forno, ed istante finale  $t_f$  coincidente con l'inizio del raffreddamento finale della lastra di vetro (fig. I.1.6). Occupandosi infatti, la STM, della progettazione delle sole stazioni di formatura e tempra, il forno di riscaldamento e l'impianto di raffreddamento finale costituiscono, per essa, delle variabili al contorno di cui tener conto in sede di progettazione degli impianti, ma non sostanzialmente modificabili e quindi non interessanti dal punto di vista dello sviluppo di soluzioni innovative. Il forno, ad esempio, è un sistema che permette di riscaldare il vetro ad una temperatura prestabilita – uniforme o non uniforme che sia –. Nella ricerca, come si vedrà, si terrà conto di tale temperatura ma non del procedimento seguito per ottenerla. La temperatura della lastra all'uscita del forno sarà uno dei parametri al contorno fondamentali influenzanti il comportamento della lastra in formatura e tempra, ma non si entrerà nel merito della tecnologia utilizzata (modi e tempi) per ottenerla.

Detto questo vediamo ora, in maniera qualitativa, quali sono le problematiche generali che riguardano il processo produttivo in esame.

Per la buona riuscita del processo di curvatura e tempra vi sono alcune variabili fondamentali da prendere in considerazione sia in fase di progettazione degli impianti che di controllo del processo produttivo. Esse sono:

- 1) Variabili geometriche: lunghezza, larghezza e, soprattutto, spessore della lastra.
- 2) Variabili fisiche: composizione del vetro e caratteristiche del fluido di raffreddamento (aria).
- 3) Variabili di processo:
  - Temperatura della lastra all'uscita dal forno;
  - tempi di trasporto da una zona all'altra dell'impianto;
  - coefficiente di scambio termico in fase di tempra

- 4) Variabili ambientali: temperatura, umidità e caratteristiche convettive dell'aria in prossimità dell'impianto.

Consideriamo la fase di tempra.

Come già accennato, la tempra serve per fornire alla lastra di vetro la necessaria durezza superficiale. A seconda delle norme prese a riferimento sarà necessario conferire al vetro un valore della durezza superficiale compreso all'interno di un certo intervallo di valori.

Il parametro di processo fondamentale che regola la tempra del vetro è il coefficiente di scambio termico  $h$  presente sulla superficie del vetro durante la fase di raffreddamento. Più alto è il coefficiente di scambio termico, più risulta veloce il raffreddamento della lastra e maggiore sarà il valore di durezza superficiale conferito al vetro. Per la riuscita della tempra però, il coefficiente di scambio termico deve essere correlato alla temperatura superficiale della lastra – supposta uniforme – all'inizio della fase di tempra. Per ogni valore del coefficiente di scambio termico imposto esiste, infatti, una temperatura limite della superficie della lastra ad inizio tempra al di sotto della quale si rischia l'insorgenza di microcricche nel vetro che ne possono determinare la rottura. Quanto più è alto il valore del coefficiente di scambio termico da imporre, tanto più è elevato il valore della temperatura limite.

Queste considerazioni sono strettamente correlate allo spessore della lastra di vetro da temprare che varia, generalmente, tra i 3 e i 6÷7 mm.

E' noto infatti che: a parità di durezza superficiale da dover ottenere (o anche denominata nel seguito "Grado di Tempra"), più lo spessore della lastra è piccolo, più dovrà essere veloce l'asportazione del calore dalla lastra di vetro (per ottenere un adeguato stato tensionale) e tanto più, quindi, dovrà essere elevato il coefficiente di scambio termico per convezione ottenuto ad opera dei getti di aria. Ma, come visto, un elevato valore del coefficiente di scambio termico significa avere un altrettanto elevato valore della temperatura limite di inizio tempra. Questo significa che: a parità di Grado di tempra desiderato, più lo spessore del vetro è piccolo, più dovrà arrivare in tempra con una elevata temperatura superficiale della lastra. Questo influenzerà, naturalmente, anche la temperatura con cui il vetro dovrà uscire dal forno, che dovrà essere tanto più

elevata quanto più piccolo è lo spessore del vetro da processare.

Le fasi precedenti la tempra includono due fasi di trasporto – dall'uscita dal forno alla zona dove il vetro viene curvato e da quest'ultima alla zona di tempra – e la fase di curvatura del vetro. Queste tre fasi richiedono naturalmente un certo tempo, durante il quale la lastra, a contatto con l'ambiente circostante, si raffredda. E si raffredda, ovviamente, tanto più velocemente quanto più è piccolo il suo spessore. Questo dà luogo ad una ulteriore importante considerazione: tanto più lo spessore della lastra è piccolo, quanto più si dovranno accorciare i tempi di processo.

Facciamo un esempio per chiarire: ho due lastre da temprare, con spessori di 4mm e 3mm rispettivamente. Per temprare la prima lastra – con un certo valore del Grado di tempra – ipotizziamo di dover arrivare in tempra con una temperatura superficiale approssimativa di 630°C. Per temprare la seconda lastra con stesso Grado di tempra avrò invece bisogno, per quanto detto in precedenza, di una temperatura superiore, che ipotizziamo essere di circa 645°C, ovvero circa 15°C in più. Se la temperatura all'uscita dal forno, della lastra da 4mm, deve essere di 690°C, a parità di tempi di processo la corrispondente temperatura, per la lastra da 3mm, dovrà essere di circa 720°C. Ovvero non 15 ma 30°C in più. Questo perché la lastra con spessore inferiore si raffredda più velocemente.

Temperature elevate del vetro all'uscita dal forno sono però da evitare, soprattutto per lastre di piccolo spessore, essendo il vetro più “molle” e più soggetto quindi, ad assumere deformazioni non desiderate, soprattutto durante le fasi di trasporto. Si cerca, quindi, di ovviare al problema velocizzando, per quanto possibile, l'intero processo. Si evita, in tal modo, l'eccessivo raffreddamento della lastra di vetro senza dover ricorrere a temperature della lastra, all'uscita dal forno, non tollerabili.

Il valore desiderato per la temperatura della superficie del vetro ad inizio tempra può essere quindi conseguito imponendo gli opportuni valori di:

- Temperatura della lastra all'uscita dal forno;
- Tempi di processo (trasferimento e curvatura);

considerato lo spessore del vetro e le caratteristiche conduttive e convettive dei materiali a contatto con il vetro (aria e organi di sostegno e/o trasporto).

L'altro parametro fondamentale ai fini della tempra, ovvero il coefficiente di scambio termico per convezione ( $h$ ) sulla superficie della lastra, dipenderà da alcune variabili fisiche, strutturali e di processo della soffiante di tempra.

Le variabili fisiche sono quelle relative alle caratteristiche proprie dell'aria di raffreddamento: densità, viscosità e conducibilità termica.

Le variabili strutturali e di processo che più influenzano il fenomeno, come si vedrà meglio nel seguito, sono: la portata di aria; la velocità dell'aria all'impatto con la lastra; la direzione di impatto; la quantità di aria utilizzata per unità di superficie della lastra in un certo intervallo di tempo; il volume a disposizione dell'aria riscaldata – una volta venuta a contatto con la lastra ed asportata, quindi, una parte del calore – per evacuare al di fuori della zona di tempra.

Consideriamo ora la fase di curvatura del vetro.

La lastra, da specifica, dovrà subire una certa deformazione per fare sì che assuma la forma voluta. Si dovrà fare quindi in modo che la sua temperatura sia sufficientemente alta tale da permetterne la curvatura. Non dovrà altresì essere eccessivamente elevata per evitare deformazioni del vetro non desiderate. Si dovrà inoltre ottenere tale deformazione all'interno di un intervallo di tempo prestabilito (vincolato alle altre fasi del processo) e valutare se la sola forza di gravità sia sufficiente per la curvatura del vetro o se non sia necessario l'ausilio di una pressa (Maschio) che, con l'opportuna forma, riesca a dare al vetro la forma voluta nei tempi prestabiliti.

Risulta ancora una volta importante la temperatura con cui la lastra raggiunge la zona adibita alla sua curvatura e la conoscenza precisa della composizione del vetro, la cui viscosità è direttamente correlata alla sua temperatura.

Per quanto visto in precedenza, è anche importante che in questa fase ci sia la minima perdita di calore da parte della lastra. E' per questo motivo che le superfici di appoggio – come pure la superficie dei rulli adibiti al trasporto e, nel caso di utilizzo di una pressa, la superficie del Maschio che dà la forma al vetro – sono rivestiti di materiale avente caratteristiche di ottimo isolante termico.

Nel seguito della ricerca, a parte alcune simulazioni effettuate allo scopo di validare i modelli utilizzati, si farà sempre riferimento a temperatura uniforme della lastra

all'uscita dal forno ed a raffreddamento uniforme. E' da sottolineare però l'importanza che, un riscaldamento differenziale in forno od un raffreddamento differenziale in fase di curvatura del vetro, possono rivestire per riuscire ad imporre al vetro curvature di forma complessa.

Le considerazioni viste, od una parte di esse, rappresentano il processo mentale normalmente affrontato da chi deve, o risolvere il problema di processare un vetro di certe caratteristiche e dimensioni su di un impianto preesistente, o progettare un impianto di curvatura e tempra ex-novo.

Tale processo mentale può essere così sintetizzato:

Devo lavorare un vetro di certe caratteristiche fisiche e dimensioni in modo tale da ottenere una curvatura ed un grado di tempra prestabiliti.

Per ottenere ciò avrò bisogno, come visto, di un certo valore del coefficiente di scambio termico ( $h$ ) e, conseguentemente, anche della temperatura della superficie del vetro ad inizio tempra.

Per ottenere il desiderato valore del coefficiente di scambio termico avrò bisogno di impostare (o valutare, se non modificabile) il valore di alcune variabili che sono: la portata di aria; la velocità dell'aria all'impatto con la lastra; la direzione di impatto; la quantità di aria utilizzata per unità di superficie della lastra in un certo intervallo di tempo; il volume a disposizione dell'aria riscaldata per evacuare al di fuori della zona di tempra. Oltre a ciò dovrò naturalmente conoscere anche le caratteristiche fisiche dell'aria di raffreddamento. Le variabili viste, insieme con le dimensioni del vetro, andranno ad influenzare la scelta dei parametri strutturali dell'impianto come, ad esempio, numero e dimensioni degli ugelli e portata e prevalenza della girante.

La temperatura della superficie del vetro ad inizio tempra dipenderà dalla scelta che avrò effettuato per la temperatura della lastra all'uscita dal forno, nonché dai tempi di trasferimento, dal tempo necessario alla curvatura del vetro e dalle caratteristiche dell'aria circostante l'impianto.

Per ottenere la desiderata curvatura del vetro, considerate le sue dimensioni, avrò bisogno di tenere conto delle caratteristiche fisiche del vetro e dell'aria circostante (per valutare il raffreddamento della lastra) e di giocare sulle seguenti variabili tra loro

correlate: la temperatura del vetro ad inizio fase di curvatura; il tempo necessario alla curvatura; l'eventuale azione del maschio. La correlazione deriva dal fatto che: innalzare la temperatura del vetro ad inizio curvatura può significare una riduzione del tempo totale di curvatura a causa della aumentata viscosità del vetro. D'altra parte, diminuire tale temperatura può significare, a causa della minore deformabilità del vetro, la necessità dell'azione di un maschio di pressa per ottenere la curvatura voluta.

La temperatura del vetro ad inizio fase di curvatura dipenderà dalla temperatura della lastra all'uscita dal forno, dal tempo di trasferimento forno – formatura e dalle caratteristiche dell'aria circostante.

I tempi di trasferimento dipenderanno dalla dinamica e cinematica dei meccanismi atti allo spostamento del vetro ed avranno naturalmente dei limiti inferiori dettati dalla dinamica del moto.

La temperatura del vetro all'uscita dal forno influenzerà la scelta e la regolazione del forno stesso. Sarà inoltre limitata superiormente per evitare che, a seconda delle dimensioni del vetro, esso possa assumere curvature indesiderate durante le fasi di trasferimento su rulli.

Quanto detto evidenzia la complessità del processo in esame e la difficoltà che si può riscontrare nel dover prendere in considerazione tutte le variabili in gioco in fase di settaggio o progettazione di un impianto. Le considerazioni fatte sono riassunte nello schema di figura I.1.7. Le frecce indicano dipendenza tra le variabili.

Nello schema T. sta per Temperatura mentre t. sta per tempo.

I dati in ingresso sono su sfondo azzurro. Su sfondo verde tutte le variabili da dovere valutare ed impostare per l'esecuzione del processo di formatura e tempra.

DESCRIZIONE GENERALE DEL PROCESSO DI FORMATURA E TEMpra DI LASTRE DI VETRO

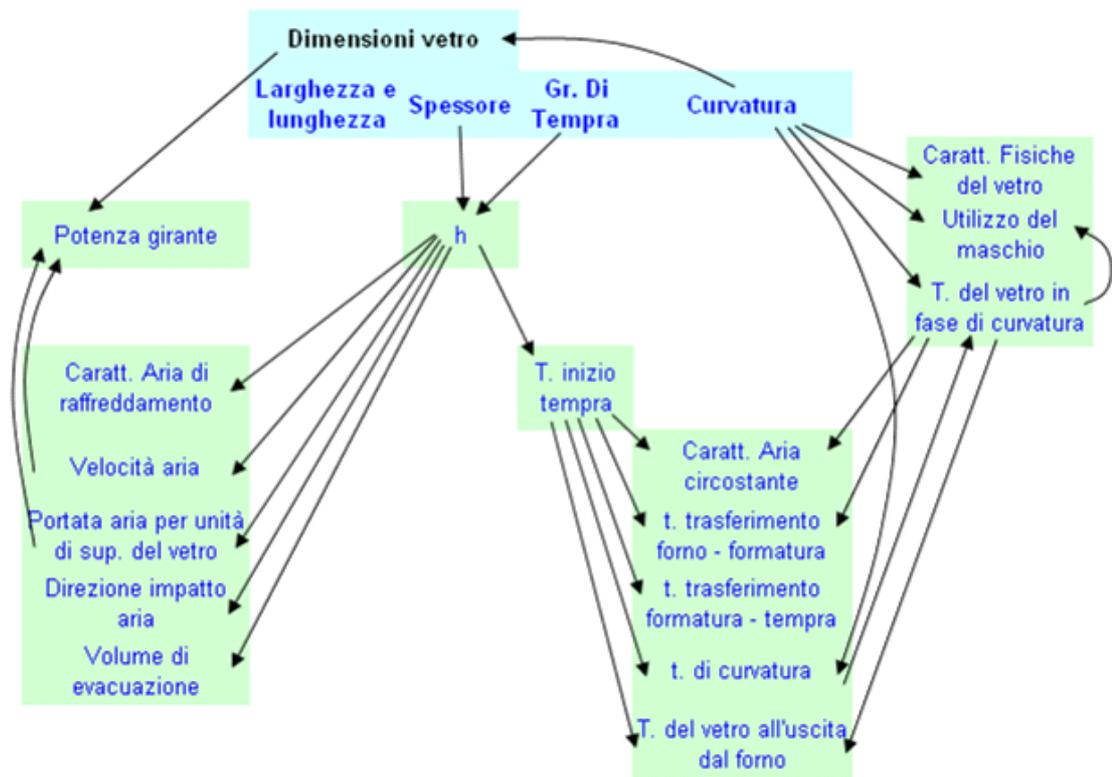


Fig. I.1.7.

### I.1.3. DESCRIZIONE DEI PARAMETRI FONDAMENTALI E RELATIVE UNITÀ DI MISURA

#### I.1.3.1. Il Vetro

Il vetro è un solido amorfo, ottenuto dal raffreddamento di una miscela fusa di ossidi. Tale miscela risulta termodinamicamente stabile ad una temperatura superiore alla  $T_f$  (temperatura di solidificazione o di fusione). A seconda della viscosità e della velocità di raffreddamento della miscela il prodotto finale ottenibile può essere differente: o un solido cristallino o un solido amorfo, appunto il vetro. Se, infatti, la viscosità del liquido e/o la velocità di raffreddamento alla temperatura  $T_f$  sono particolarmente elevate, il liquido non riesce a cristallizzare e si mantiene in uno stato termodinamicamente metastabile di liquido sottoraffreddato fino alla temperatura di transizione vetrosa  $T_g$  al di sotto della quale si ha il passaggio alla fase vetrosa.

Tra gli ossidi presenti nella struttura vetrosa si possono distinguere gli ossidi *formatori* e gli ossidi *modificatori* che da soli non possono dare origine a vetro. Tra i formatori fondamentale è il Biossido di Silicio  $SiO_2$  presente, in alte percentuali, in quasi tutti i vetri. Altri ossidi di questo tipo sono il  $B_2O_3$  e il  $P_2O_5$ . Ossidi modificatori sono  $NaO_2$ ,  $K_2O$  e  $CaO$ . Alcuni ossidi, come il  $Al_2O_3$  si possono comportare in tutti e due i modi a seconda della composizione della miscela nella quale si trovano.

Le caratteristiche del vetro dipendono fortemente dalla sua composizione che varia a seconda del campo di applicazioni.

Le caratteristiche di principale interesse, ai fini della ricerca, sono:

- **Viscosità.** E' la proprietà fondamentale per il processo di formatura delle lastre di vetro. Diminuisce all'aumentare della temperatura con una legge che viene normalmente descritta dalla relazione di Fulchner:

$$\log \mu = A + \frac{B}{T - T_0}$$

dove  $\mu$  è la viscosità dinamica,  $T$  è la temperatura e  $A$ ,  $B$  e  $T_0$  sono costanti dipendenti dalla composizione del vetro.

Unità di misura per la viscosità dinamica sono:

nel S.I. 
$$\frac{kg}{m \cdot s} = \frac{N \cdot s}{m^2} = Pa \cdot s$$

nel sistema c.g.s. 
$$\frac{g}{cm \cdot s} = Poise$$

- **Densità.** Varia normalmente, a seconda della composizione, tra:

$$2,2 \frac{kg}{dm^3} \leq \rho \leq 8,0 \frac{kg}{dm^3}$$

- **Dilatazione termica.** Il coefficiente di dilatazione termica varia con la temperatura oltre che con la composizione. Valori caratteristici per una temperatura del vetro compresa tra 0 e 300°C sono:

$$30 \cdot 10^{-7} \text{°C}^{-1} \leq \alpha \leq 90 \cdot 10^{-7} \text{°C}^{-1}$$

- **Conducibilità termica.** Per temperature prossime alla temperatura ambiente la conducibilità non varia molto con la temperatura. Ad alte temperature il coefficiente di conducibilità termica aumenta notevolmente. La dipendenza del coefficiente dalla composizione del vetro è relativamente piccola. Per temperature comprese tra 0°C e 100°C, valori caratteristici del coefficiente di conducibilità termica sono:

$$850 \frac{W}{m \cdot \text{°C}} \leq \lambda \leq 1480 \frac{W}{m \cdot \text{°C}}$$

- **Calore specifico.** Il calore specifico a pressione costante dei vetri contenenti più del 60% di silice non varia molto con la composizione del vetro. A 25 °C e a 500°C è pari a circa:

$$Cp_{25\text{°C}} = 800 \pm 100 \frac{J}{kg \cdot \text{°C}} \quad Cp_{500\text{°C}} = 1100 \pm 100 \frac{J}{kg \cdot \text{°C}}$$

- **Proprietà elastiche.** Il modulo di Young  $E$ , il modulo tangenziale  $G$  e il modulo di Poisson  $\nu$ , dipendono dalla composizione del vetro. Valori caratteristici (a temperatura ambiente) sono compresi nei seguenti intervalli:

$$60GPa \leq E \leq 90GPa$$

$$25GPa \leq G \leq 35GPa$$

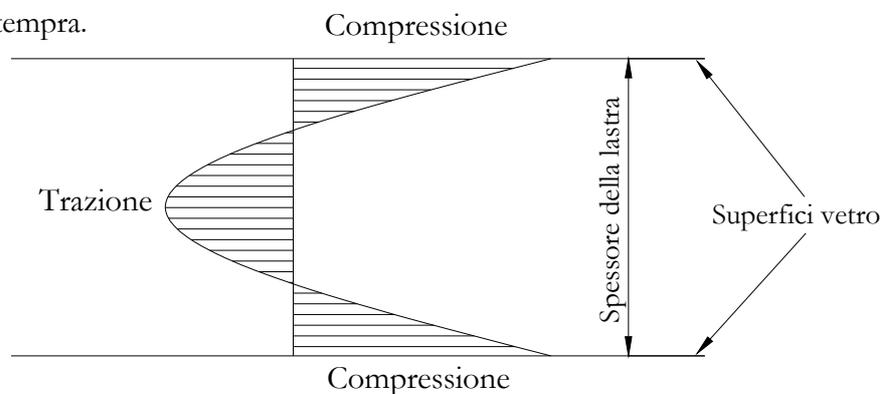
$$0,16 \leq \nu \leq 0,25$$

Tra le varie proprietà viste risulta fondamentale, ai fini della tempra, la temperatura

di transizione vetrosa  $T_g$ . Per temprare il vetro è infatti necessario riscaldarlo in modo tale che la sua temperatura, un istante prima del raffreddamento ad opera dei getti di aria, sia superiore alla  $T_g$ .

### I.1.3.2. Il Grado di Tempra

Come già detto in precedenza la tempra del vetro conferisce, alla superficie dello stesso, una durezza che deriva dal particolare stato tensionale instauratosi lungo il suo spessore a causa del veloce raffreddamento. Lo spessore del vetro, infatti, subisce un raffreddamento non uniforme: la superficie, esposta direttamente ai getti di aria si raffredda molto velocemente fino a trovarsi rapidamente in fase elastica; il cuore, invece, subisce un raffreddamento per conduzione notevolmente più lento. Questo fa sì che il cuore del vetro, ancora in fase viscosa, si raffreddi e continui a contrarsi anche quando la superficie è ormai “solidificata”. La superficie del vetro si trova quindi ad ostacolare la contrazione della parte interna. Questo genererà uno stato tensionale di compressione sulla superficie del vetro ed uno di trazione nel cuore, caratteristico di un processo di tempra.



**Fig. I.1.8.**

In figura I.1.8. è rappresentato l'andamento qualitativo delle tensioni lungo lo spessore della lastra di vetro. In valore assoluto, la tensione di trazione che si instaura sul piano mediano della lastra di vetro è pari a circa la metà della tensione di compressione sulla superficie.

Quanto detto spiega anche, in termini qualitativi, quanto già accennato al paragrafo precedente; ovvero per quale motivo – a parità di durezza superficiale desiderata – più lo spessore del vetro è piccolo, più deve essere elevato il coefficiente di scambio

termico in fase di tempra. Perché più piccolo è lo spessore, più il cuore tende a raffreddarsi velocemente per conduzione, impedendo in tal modo l'instaurarsi dell'opportuno gradiente tensionale tra cuore e superficie. Aumentando il coefficiente di convezione sulla superficie sarà possibile ristabilire l'opportuna differenza tra le velocità di raffreddamento.

Valori caratteristici delle tensioni di compressione sulla superficie del vetro sono nell'ordine delle decine di MPa. In particolare, prendendo a riferimento le norme DIN per la tempra di vetro auto, la tensione di compressione superficiale deve essere compresa tra circa 70 e 130MPa.

Le tensioni meccaniche presenti nel vetro generano una variazione direzionale dell'indice di rifrazione. Misurando questa variazione – detta anche birifrangenza indotta dalle tensioni – risulta possibile determinare lo stato tensionale sulla superficie del vetro e quello sul piano mediano. Con l'ausilio, quindi, del coefficiente “optical stress” – che per un vetro sodo-calcico è uguale a 0,03726 MPa/( $\mu\text{m}/\text{cm}$ )– è possibile calcolare il valore del **Grado di Tempra (in  $\mu\text{m}/\text{cm}$ )** della lastra di vetro, che per definizione è pari a:

$$S_M = \frac{\sigma_M}{0,03726} \frac{\mu\text{m}}{\text{cm}}$$

Con  $\sigma_M$  tensione sul piano mediano della lastra di vetro (in MPa).

Nel grafico di figura I.1.9. è mostrata la relazione tra Grado di tempra (in  $\mu\text{m}/\text{cm}$ ) e tensione di compressione sulla superficie (in MPa), che risulta essere, in valore assoluto, circa il doppio della tensione sul piano mediano.

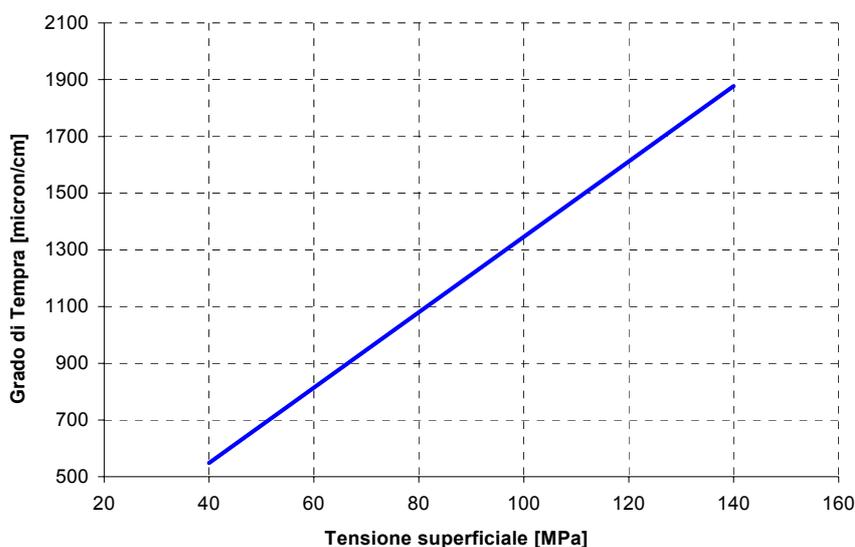


Fig. I.1.9.

### I.1.3.3. Il coefficiente $h$

Si è già parlato dell'importanza del coefficiente di scambio termico per convezione ( $h$ ) nel processo di tempra.

Il coefficiente  $h$  compare nella equazione relativa alla quantità di calore  $q$  scambiata per convezione, in un certo istante di tempo  $t$ , tra un fluido a temperatura  $T_1$  ed un corpo solido a temperatura  $T_2$  ed è pari a:

$$q = h \cdot (T_2 - T_1)$$

L'unità di misura di  $h$ , nel Sistema Internazionale è:

$$\frac{J}{^{\circ}C \cdot m^2 \cdot s}$$

Anche molto usata è la seguente unità di misura:

$$\frac{cal}{^{\circ}C \cdot cm^2 \cdot s}$$

Valori caratteristici del coefficiente di convezione, nel processo di tempra di lastre di vetro, sono compresi all'interno del seguente intervallo:

$$150 (0,0036) \leq h \leq 550 (0,0131)$$

Fuori parentesi è espresso il valore nelle unità di misura del S.I. Entro parentesi lo stesso valore nella seconda unità di misura utilizzata.

### I.1.3.4. Parametri fluidodinamici

Nello studio di fenomeni convettivi si fa spesso riferimento ai parametri adimensionali della fluidodinamica per confrontare differenti situazioni. I tre più importanti sono il numero di Reynolds  $Re$ , il numero di Prandtl ed il numero di Nusselt  $Nu$ ; quest'ultimo direttamente correlato al valore del coefficiente di scambio termico per convezione  $h$ .

Essi sono definiti dalle seguenti relazioni:

$$Re = \frac{u \cdot A}{\nu} \quad Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad Nu = \frac{h \cdot A}{\lambda}$$

In cui  $u$  è la velocità del fluido;  $A$  è un parametro geometrico caratteristico del sistema analizzato;  $\mu$ ,  $\nu$  e  $\lambda$  sono la viscosità dinamica, la viscosità cinematica e la conducibilità

termica del fluido;  $C_p$  è il calore specifico a pressione costante del fluido;  $h$  è il coefficiente di scambio termico per convezione.

### I.1.3.5 Caratteristiche dell'aria

Le caratteristiche principali dell'aria a temperatura ambiente sono:

- **Densità:**  $\rho \cong 1,2 \frac{kg}{m^3}$
- **Conducibilità termica:**  $\lambda \cong 0,0271 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
- **Calore specifico alla pressione di 1 bar:**  $C_p \cong 1,013 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$
- **Viscosità dinamica:**  $\mu \cong 1,8 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$



## **I.2. CARATTERISTICHE DEL MERCATO, DEL SISTEMA PRODUTTIVO E DESCRIZIONE DELLA NUOVA ESIGENZA**

### **I.2.1. IL MERCATO DELLE LASTRE DI VETRO**

Il mercato delle lastre di vetro temprato è caratterizzato da due tipologie principali di prodotto:

- I vetri “Auto”, destinati all’industria automobilistica.
- I vetri per uso architettonico, per arredamento o per applicazioni speciali caratterizzate, fondamentalmente, da piccoli lotti di produzione.

Le caratteristiche peculiari delle due tipologie di vetro sono state, fino a pochi anni or sono:

#### Vetro Auto

- Lotti di produzione molto numerosi, quasi sempre superiori alle 10000 unità
- Elevati standard di Qualità internazionali da dover rispettare per quanto riguarda le caratteristiche di durezza superficiale dopo tempra e le caratteristiche ottiche ed estetiche
- Elevata diversificazione e complessità delle forme per venire incontro ad esigenze stilistiche della carrozzeria
- Forte tendenza alla riduzione degli spessori per poter ridurre il peso totale della autovettura.

#### Vetro Architettonico

- Lotti di produzione di numerosità variabile: da qualche unità a qualche migliaia.
- Esigenze di Qualità non al livello del vetro auto e solo in pochi casi standardizzate in norme di riferimento
- Elevata diversificazione delle dimensioni e forme generalmente non complesse.

Nell’ultimo decennio le caratteristiche peculiari relative al Vetro Architettonico si sono andate modificando come segue:

- Gli utilizzatori del vetro per edilizia, elettrodomestici ed arredamento hanno iniziato a prediligere forme più complesse e sono diventati via via più esigenti riguardo le qualità ottiche ed estetiche dei prodotti
- Si vanno diffondendo standard internazionali sempre più impegnativi per il vetro temprato ai fini della sicurezza dell'utenza.
- La diffusione crescente delle microvetture senza obbligo di patente ha creato una nicchia di mercato in cui i vetri devono avere caratteristiche qualitative proprie del vetro auto ma che vengono prodotti in lotti di numerosità paragonabile a quella dei vetri architettonici.

La domanda di queste due categorie di prodotti viene coperta da:

- 1) Un numero limitato di Grandi produttori per quanto riguarda i Vetri Auto.
- 2) Un grande numero di Piccole e Medie Industrie per quanto riguarda il vetro architettonico

## I.2.2. I SISTEMI PRODUTTIVI

La classificazione fatta in due tipologie di vetro prodotte si rispecchia nel tipo di impianti utilizzati dai produttori.

I Grandi Produttori possiedono in genere impianti di formatura e tempra di grandi dimensioni caratterizzati da produttività molto elevate e bassa flessibilità ed elasticità di attrezzaggio. Le numerose risorse impiegate per il settaggio di questi impianti, all'avvio di una nuova produzione, e gli elevati costi delle attrezzature speciali da dover realizzare ogni qual volta si decida di produrre un diverso tipo di vetro, sono tollerabili solo grazie alla elevata numerosità dei lotti di produzione. Per un cambio di produzione questi impianti necessitano infatti:

- della realizzazione ex-novo, se non già esistenti, delle attrezzature di formatura e tempra necessarie (maschio di pressa, soffianti...).
- della messa in opera e del settaggio delle nuove attrezzature
- della opportuna regolazione dei parametri di processo all'avvio del lotto di produzione.

Tutte queste operazioni richiedono numerose ore lavorative ed hanno naturalmente un costo, senza contare i costi derivanti dal vetro scartato in fase di settaggio dell'impianto che causano un rendimento nell'ordine dell'80%.

La possibilità di ammortizzare i costi su di un gran numero di pezzi prodotti ha di fatto ostacolato una politica di risparmio energetico basata sull'ottimizzazione nella regolazione dei parametri di processo e sulla diminuzione, quindi, degli scarti di vetro e degli sprechi energetici (vedi, ad esempio, giranti sovradimensionate). Le regolazioni effettuate "per tentativi", in fase di settaggio dell'impianto, si basano infatti su conoscenze empiriche del processo e non su conoscenze scientifiche consolidate; e questo determina appunto un gran numero di scarti ed un dimensionamento non ottimizzato di alcuni organi dell'impianto.

Le Piccole e Medie Industrie sono dotate, al contrario, di impianti di medie o piccole dimensioni, caratterizzati da basse cadenze produttive e costituiti spesso dalla giustapposizione di distinte parti di impianto di diversa provenienza, con le conseguenti problematiche che ne derivano riguardo la Qualità dei pezzi prodotti.

Data la modesta numerosità dei lotti di produzione per le PMI risulta estremamente oneroso affrontare i costi derivanti da un cambio di produzione e, per molte di esse, tali costi non sono tollerabili. La politica di risparmio da loro perseguita, se non può essere quella di aumentare la produttività oraria – non avrebbe senso per lotti produttivi di piccole dimensioni – deve consistere nella riduzione dei costi energetici unitari e nell'aumento del rendimento, da ottenersi con una maggiore conoscenza dell'influenza dei vari parametri di processo sul risultato finale ed una maggiore stabilità nella regolazione degli stessi parametri.

Altri fattori su cui il Piccolo produttore deve poter contare sono:

- La flessibilità degli impianti posseduti. intesa come la possibilità di formare e temprare tipologie di vetri differenti per forma e dimensioni
- La rapidità ed i bassi costi di attrezzaggio nel cambio di produzione
- La facilità di conduzione e regolazione dell'impianto che si traduce nella possibilità di definire, ancor prima dell'avvio della produzione, una configurazione dei parametri di processo che sia la più vicina possibile a quella di regime.

Inoltre, visto il cambiamento occorso nell'ultimo decennio, relativo alle caratteristiche peculiari del vetro architettonico (di cui si è parlato più sopra), un altro fattore di merito, per gli impianti di formatura e tempra di lastre di vetro destinati a Piccoli produttori, è la possibilità di perseguire standard di Qualità molto elevati (tempra, ottica ed estetica) anche per modelli di forme complesse.

### I.2.3. IL PROCESSO DI PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI

Il processo di progettazione normalmente seguito dai costruttori di questi impianti segue generalmente il seguente schema:

#### 1) Definizione “empirica” dei parametri di processo

Per la definizione dei parametri di processo dell'impianto e, quindi, per la determinazioni delle grandezze caratteristiche di progetto (temperatura della lastra nelle varie fasi di lavorazione, tempo di curvatura, utilizzo o no del maschio, portata e velocità dell'aria in tempra, distanza tra ugelli e lastra...) il criterio utilizzato nella totalità dei casi è di derivazione empirica. E', in pratica, l'esperienza accumulata da parte dei progettisti degli impianti, che viene in aiuto ogni qualvolta si deve progettare un nuovo impianto per la formatura e tempra di lastre di forma e dimensioni qualsiasi. Lo studio delle soluzioni relative ai casi già affrontati in passato, e che risultano più simili alla nuova esigenza, aiuta il progettista a risolvere il nuovo problema.

I processi fisici coinvolti nella formatura e tempra di lastre di vetro sono conosciuti ma poco si sa dell'influenza delle variabili di processo sul risultato finale. In altre parole, non si è in grado di rispondere in termini quantitativi alla domanda: “Se imposto questo valore di velocità dell'aria e quest'altro per la portata, ammessa una certa distribuzione di ugelli, quanto sarà il coefficiente di scambio termico all'interfaccia tra aria e vetro in fase di tempra?” Oppure: “Data una certa temperatura della lastra in fase di formatura riuscirò, curvando il vetro, ad ottenere la forma voluta? Sarà necessario l'utilizzo di un maschio di pressa o basterà la sola azione della forza di gravità?”

Questo problema è presente perché , per tutti i casi affrontati nel passato, non vi è stata una sistematica sperimentazione e registrazione dei risultati ottenuti sul campo. Né sono state effettuate modellizzazioni del comportamento del vetro ad alta temperatura e degli scambi termici occorrenti in fase di tempra di lastre di vetro. O, se sono state effettuate, i risultati sono rimasti di proprietà di chi le ha realizzate. Non esiste, in pratica, una banca dati creata su base scientifica, in forma di numeri e/o grafici, che possa essere sistematicamente utilizzata in sede di progettazione di un nuovo impianto.

**2) Costruzione prototipo**

Definiti i parametri di processo ottimali si prosegue con la progettazione dell'impianto e con la costruzione del primo prototipo.

**3) Prove e settaggio prototipo**

Una serie di prove viene effettuata per settare il prototipo e determinare la giusta configurazione per il funzionamento a regime.

**4) Eventuali modifiche**

Nel caso in cui non si riesca a determinare una configurazione soddisfacente per l'impianto, che permetta di ottenere i risultati voluti in termini di curvatura e caratteristiche di tempratura della lastra, si procede con la rivisitazione del progetto e l'esecuzione di modifiche ove necessario.

**5) Impianto definitivo, settaggio e messa in produzione**

Effettuate le eventuali modifiche e verificato il raggiungimento degli obiettivi prefissati, da parte del prototipo finale, si procede con la progettazione e costruzione dell'impianto definitivo. Esso verrà quindi provato, settato e messo in produzione.

## I.2.4. ANALISI DELLA NUOVA ESIGENZA

### I.2.4.1. Obiettivi realizzativi e gap da colmare

Obiettivo di STM è quello di consolidare la sua posizione nell'ambito del mercato degli impianti di formatura e tempra di lastre di vetro e di allargare il ventaglio dei potenziali clienti. Questo proposito richiede necessariamente lo sviluppo di nuove soluzioni progettuali ed impiantistiche per la produzione di lastre sottili di vetro temprato e curvo, specificatamente destinate a Piccoli e Medi Trattamentisti.

Il mercato del vetro destinato ad uso edile – architettonico è infatti, come visto, in rapida evoluzione, sia per quanto riguarda la numerosità dei pezzi richiesti dal mercato (vedi ad esempio i parabrezza per le microvetture), sia per il crescente livello delle qualità di tempra, ottiche ed estetiche desiderate dai clienti. E l'opportunità di soddisfare le esigenze produttive delle Piccole e Medie Imprese rappresenta una sfida di notevole interesse, tenuto conto soprattutto del numero dei potenziali trattamentisti che potrebbero essere invogliati ad entrare nel mercato grazie all'esistenza di soluzioni produttive innovative, che permettano di produrre con elevati standard qualitativi ed a bassi costi di gestione. Gli impianti produttivi attuali non permettono, infatti, il raggiungimento di questi obiettivi per una serie di motivi in parte già descritta nei paragrafi precedenti e qui di seguito riportata.

- Il costo degli impianti attuali è molto elevato e questo dipende, in larga misura, dal processo progettuale adottato e descritto in precedenza. La definizione “empirica” dei parametri di processo/progetto porta con sé una notevole insicurezza sul risultato della formatura e tempra delle lastre di vetro. Errori di valutazione in questa fase si fanno sentire solo a prototipo costruito e comportano un notevole dispendio di risorse in termini di tempo e di modifiche da apportare. A differenza degli impianti per vetro Auto, dove i costi possono essere ammortizzati su di un gran numero di pezzi, è necessario qui fare in modo di ottenere una definizione precisa dei parametri di processo, e quindi di progetto, che si avvicini quanto più possibile al caso reale. Si tratta, in altre parole, di prevedere con quanta più precisione possibile il comportamento del vetro in fase di formatura e tempra per definire una soluzione

progettuale che abbia successo al “primo tentativo”. I costi associati ad un prototipo non sono sostenibili ed il prototipo stesso deve costituire una vera e propria unità produttiva necessitante al più di un settaggio accurato.

La definizione empirica dei parametri di processo porta, inoltre, ad una progettazione non ottimizzata per l’effettivo utilizzo. L’incertezza che si porta dietro, sul reale valore dei parametri, porta infatti il progettista a sovradimensionare l’impianto. Se pensiamo, ad esempio, alla soffiante di tempra, esiste il rischio, abbastanza elevato, di avere troppi ugelli, troppa aria, una girante troppo potente. Considerato il costo della girante e della soffiante, che può raggiungere il 50% dell’intero impianto di formatura e tempra, ci si rende conto di quanto ciò incida pesantemente sulle scelte di acquisto delle PMI.

- Come visto, gli impianti destinati alle PMI risultano, nella maggior parte dei casi, dalla giustapposizione di impianti preesistenti, concepiti per il settore Auto, e quindi poco flessibili per definizione. Questi impianti, infatti, sono concepiti per lavorare un gran numero di pezzi prima di dover essere riconfigurati per una nuova produzione. Le 4 – 6 ore necessarie al cambio di produzione sono dunque accettabili.

Diverso è il caso della produzione di vetro architettonico dove, la capacità dell’impianto di processare il maggior numero di tipologie di vetro (forma, dimensioni, qualità di lavorazione...), necessitando di pochissime risorse per essere configurata e settata, risulta di fondamentale importanza per la competitività del produttore nel mercato. Tempi di settaggio dell’impianto superiori ad un’ora non sono accettabili.

- L’elevata specializzazione degli impianti per vetro Auto si rispecchia anche nella numerosità e nell’elevato costo dell’attrezzatura necessaria alla produzione di diverse tipologie di vetro che deve essere installata nell’impianto ad ogni cambio di produzione. Una soluzione adatta alle PMI dovrà necessariamente prevedere un numero limitato di parti sostituibili ed adottare, preferibilmente, soluzioni “riconfigurabili”, ovvero parti di impianto capaci di riadattamento, di variare la propria geometria in situ. Sarebbe in questo modo possibile processare diversi tipi di

- vetro senza la necessità di avere una attrezzatura specifica per ognuno di essi, né di fermare a lungo la produzione per la sostituzione ed il settaggio dell'attrezzatura.
- Il problema costituito dai lunghi tempi necessari al settaggio dell'impianto, all'inizio di una nuova produzione, ha la causa che risiede nella "definizione empirica" dei parametri di processo, all'origine anche dell'elevato costo di sviluppo di questi impianti (vedi paragrafo I.2.3). La mancanza, infatti, di una conoscenza approfondita riguardo la fisica dei processi coinvolti, fa sì che sia estremamente difficile stabilire, a priori, un regime di regolazione dell'impianto che sia il più possibile prossimo a quello reale. La regolazione ottimale viene cercata per tentativi che comportano, oltre ad un notevole dispendio di tempo:
    - Numerosi scarti all'avvio di una produzione.
    - Una bassa probabilità che il settaggio individuato si avvicini ad una regolazione "ottima" in termini di dispendio energetico.
    - La possibilità che la regolazione impostata non sia "stabile", ovvero che comporti una Qualità di lavorazione dei vetri molto dispersa e la necessità, quindi, di continui aggiustamenti durante la produzione.

Tornando a quanto espresso all'inizio di questo paragrafo, l'obiettivo realizzativo si concretizza quindi:

- 1) Nello sviluppo di uno strumento software capace di colmare il vuoto costituito dalla progettazione "empirica" degli impianti e dal loro settaggio effettuato per tentativi. Con questo strumento dovrà essere possibile prevedere l'effetto che una determinata configurazione dei parametri di processo ha sul risultato finale della formatura e tempra delle lastre di vetro. Sarà in tal modo possibile progettare impianti che hanno una altissima probabilità di successo, ovvero che sono capaci di ottenere il risultato voluto già in fase di prototipo, senza modifiche e con pochissime regolazioni. Lo stesso software sarà quindi utilizzabile dall'utente degli impianti per prevedere e controllare l'assetto delle regolazioni del sistema produttivo e per rendere quindi il settaggio dell'impianto rapido ed efficace.

- 2) Nello sviluppo di una soluzione tecnologica innovativa per quanto riguarda la fase di tempra, ed in particolare la soffiante. La nuova soluzione dovrà rispondere ai molteplici requisiti visti in precedenza, per soddisfare i quali la si dovrà necessariamente concepire riconfigurabile. Le soffianti attuali sono infatti pensate, come visto, per processare una sola tipologia di vetro. Cambiando la curvatura e/o le dimensioni del vetro da lavorare è necessario costruire una nuova e costosa soffiante e sostituirla alla precedente. Pensando di mantenere inalterata la tecnologia utilizzata – il raffreddamento del vetro ad opera di getti di aria – l'unica soluzione capace di eliminare la necessità di molteplici e costose attrezzature e dei lunghi fermo macchina per la loro sostituzione, è una soluzione riconfigurabile, ovvero una soffiante che permetta da sola, grazie alla possibilità di mutare geometria e/o dimensioni, di processare numerose tipologie di vetro.

#### **I.2.4.2. Azioni da intraprendere**

Per fare in modo che sia possibile realizzare gli obiettivi preposti risulta di basilare importanza consolidare le conoscenze scientifiche acquisite riguardo i processi di formatura e tempra di lastre di vetro ed andare ad indagare laddove vi siano dei vuoti conoscitivi.

Obiettivo fondamentale è aumentare la comprensione dei fenomeni fisici in gioco e creare dei modelli – da poter inserire nel software – con i quali sia possibile prevedere il comportamento del vetro in fase di formatura e tempra, nonché l'influenza dei vari parametri sul risultato finale. E per fare ciò è necessario:

- Cominciare a studiare in modo sistematico il problema analizzando la letteratura presente in materia e creando dei modelli virtuali che simulino il comportamento del sistema.
- Organizzare e strutturare i dati a disposizione per creare un modello previsionale.
- Studiare, attraverso simulazioni, configurazioni particolari delle quali vi sia scarsa esperienza pratica (vedi, ad esempio, l'effetto della tempra su vetri ad elevata curvatura).

Fatto ciò sarà possibile:

- Utilizzare il modello previsionale determinato come cuore dello strumento software di ausilio alla progettazione e gestione degli impianti.
- Utilizzare il programma creato per la definizione dei parametri di progetto di una “Soffiante Riconfigurabile”.
- Progettare una “Soffiante Riconfigurabile”.

Quanto descritto sarà oggetto delle due successive parti del seguente lavoro.



**PARTE II**

**RICERCA**



## II.1. RESOCONTO SULLE CONOSCENZE ED ANALISI DELLA LETTERATURA ESISTENTE

### II.1.1. NORME

Nel seguito è riportato l'elenco delle norme di riferimento relativamente a vetro per edilizia che sono di interesse ai fini della ricerca e del tipo di vetro trattato (silicato sodico-calcico), aggiornate al settembre 2005.

Numerose altre norme, non riportate nel seguito, sono relative a vetri aventi composizione differente (vedi borosilicati), o destinati ad usi particolari (norme per la classificazione dei vetri in base alla resistenza al fuoco; al comportamento in seguito ad esplosioni; alla resistenza ai proiettili; all'isolamento termico ed acustico...)

#### II.1.1.1. Norme generali

- UNI EN 572-1:2004 – 01/11/2004. Vetro per edilizia - Prodotti a base di vetro di silicato sodico-calcico - Parte 1: Definizioni e proprietà generali fisiche e meccaniche.

La presente norma è la versione ufficiale della norma europea EN 572-1 (edizione giugno 2004) e tiene conto delle correzioni introdotte l'8 settembre 2004. La norma definisce e classifica i prodotti a base di vetro, indica la loro composizione chimica, le loro principali caratteristiche fisiche e meccaniche e definisce i criteri di qualità generali.

- UNI EN 572-2:2004 – 01/11/2004. Vetro per edilizia - Prodotti a base di vetro di silicato sodico-calcico - Parte 2: Vetro float.

La presente norma è la versione ufficiale della norma europea EN 572-2 (edizione giugno 2004). La norma specifica i requisiti dimensionali e di qualità minima (rispetto ai difetti ottici e visivi) del vetro float per edilizia, come definito nella UNI EN 572-1.

- UNI EN 572-8:2004 Vetro per edilizia - Prodotti di base di vetro di silicato sodico-calcico - Parte 8: Forniture in dimensioni fisse.

La presente norma è la versione ufficiale della norma europea EN 572-8 (edizione giugno 2004). La norma specifica i requisiti dimensionali e qualitativi minimi (riguardo i difetti ottici e visivi) per i prodotti a base di vetro di silicato sodo-calcico come definiti nella UNI EN 572-1, destinati all'impiego in edilizia. Essa si applica alle forniture in dimensioni fisse (dimensioni d'impiego).

- UNI EN 572-9:2005 – 01/02/2005. Vetro per edilizia - Prodotti di base di vetro di silicato sodo-calcico - Parte 9: Valutazione della conformità/ Norma di prodotto.

La presente norma è la versione ufficiale della norma europea EN 572-9 (edizione ottobre 2004). La norma tratta la valutazione della conformità e il controllo della produzione in fabbrica dei prodotti a base di vetro di silicato sodo-calcico per edilizia.

### II.1.1.2. Norme relative a vetro temprato

- UNI EN 1863-1:2002 – 01/02/2002. Vetro per edilizia. Vetro di silicato sodocalcico indurito termicamente. Definizione e descrizione.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 1863-1 (edizione gennaio 2000). La norma specifica le tolleranze, la planarità, la lavorazione dei bordi, le caratteristiche di frammentazione fisiche e meccaniche del vetro silicato sodo-calcico monolitico piano, indurito termicamente per utilizzo in edilizia.

- UNI EN 1863-2:2005 – 01/02/2005. Vetro per edilizia - Vetro di silicato sodocalcico indurito termicamente - Parte 2: Valutazione della conformità. Norma di prodotto.

La presente norma è la versione ufficiale della norma europea EN 1863-2 (edizione ottobre 2004). La norma tratta la valutazione della conformità e il controllo della produzione in fabbrica del vetro piano di silicato sodo-calcico indurito termicamente per edilizia.

- UNI EN 12150-1:2001 – 31/07/2001 – Vetro per edilizia. Vetro di silicato sodocalcico indurito termicamente.

calcico di sicurezza temprato termicamente. Definizione e descrizione.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 12150-1 (edizione giugno 2000). La norma specifica le caratteristiche relative alle tolleranze, alla planarità, alla lavorazione dei bordi, alla frammentazione e agli aspetti fisici e meccanici di vetri piani monolitici di sicurezza di silicato sodocalcico temprato termicamente, per uso in edilizia.

- UNI EN 12150-2:2005 – 01/02/2005. Vetro per edilizia - Vetro di silicato sodocalcico di sicurezza temprato termicamente - Parte 2: Valutazione di conformità/Norma di prodotto.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua inglese della norma europea EN 12150-2 (edizione ottobre 2004). La norma tratta la valutazione della conformità e il controllo della produzione in fabbrica di vetro piano di silicato sodocalcico di sicurezza temprato termicamente per edilizia.

- UNI EN 12600:2004 – 01/09/2004. Vetro per edilizia - Prova del pendolo - Metodo della prova di impatto e classificazione per il vetro piano.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 12600 (edizione novembre 2002). La norma specifica un metodo per la prova di impatto con pendolo di singole lastre di vetro piano per uso in edilizia. La prova ha lo scopo di classificare il vetro piano in tre classi principali a seconda della prestazione nei confronti dell'impatto e della modalità di rottura.

- EN 14179-1:2005 – 19/05/2005. Glass in building - Heat soaked thermally toughened soda lime silicate safety glass - Part 1: Definition and description. Definizione e descrizione dell' "heat soak test" per vetro piano di utilizzo negli edifici.

- UNI EN 14179-2:2005 – 14/09/2005. Vetro per edilizia - Vetro di sicurezza di silicato sodocalcico temprato termicamente e sottoposto a "heat soak test" - Parte 2: Valutazione della conformità/Norma di prodotto.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua inglese della norma europea EN 14179-2 (edizione maggio 2005). La norma specifica i requisiti, la valutazione

della conformità e il controllo di produzione in fabbrica del vetro piano di sicurezza di silicato sodico calcico temprato termicamente e sottoposto ad heat soak test per impiego negli edifici.

### II.1.1.3. Norme relative ad altre proprietà del vetro

- UNI EN 12898-1:2002 – 01/05/2002. Vetro per edilizia. Determinazione dell'emissività. La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 12898 (edizione gennaio 2001). La norma specifica una procedura per determinare l'emissività a temperatura ambiente delle superfici di vetro e vetro rivestito.

- UNI EN 410:2000 – 31/03/2000 – Vetro per edilizia. Determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 410 (edizione aprile 1998). La norma specifica i metodi per la determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate per edilizia. Queste caratteristiche possono servire come base per il calcolo della illuminazione, riscaldamento e raffreddamento delle stanze e permettono una comparazione tra i differenti tipi di vetrate.

- UNI EN 673:2002 – 01/06/2002 – Vetro per edilizia. Determinazione della trasmittanza termica (valore U) – Metodo di calcolo.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN 673 (edizione novembre 1997) e dell'aggiornamento A1 (edizione ottobre 2000). La norma specifica un metodo di calcolo per determinare la trasmittanza termica delle vetrate con superfici piane e parallele.

- UNI EN 1288, 1-5:2001 – Vetro per edilizia. Determinazione della resistenza a flessione del vetro.

Le presenti norme sono la versione ufficiale in lingua italiana delle norme europee EN 1288 1-5 (edizione giugno 2000). Le norme descrivono metodi per la determinazione della resistenza a flessione del vetro destinato ad essere usato in edilizia.

- UNI EN ISO 14438:2003 – 01/02/2003. Vetro per edilizia.

Determinazione di valore di bilancio energetico - Metodo di calcolo.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN ISO 14438 (edizione giugno 2002). La norma specifica un metodo di calcolo per determinare il valore di bilancio energetico dei vetri. La norma si applica ai materiali trasparenti quali vetro e combinazioni di vetro per uso in edilizia.

#### II.1.1.4. Norme varie

- UNI EN 12603:2004 – 01/11/2004 Vetro per edilizia - Procedure di validità dell'aggiustamento e intervalli di confidenza dei dati di resistenza del vetro per mezzo della legge di Weibull. La presente norma è la versione ufficiale in lingua inglese della norma europea EN 12603 (edizione novembre 2002). La norma specifica le procedure per la valutazione dei dati campione per mezzo di una funzione di distribuzione a due parametri di Weibull.

#### II.1.1.5. Marcatura CE

Da settembre 2005 sarà possibile, per i produttori di vetro per edilizia, ottenere la marcatura CE, come comunicato dal seguente articolo, pubblicato su “*Edilizia e Territorio*” n. 36/2005 (19 agosto-24 settembre 2005) e riportato sul sito dell'UNI in data 19/09/2005:

*“Dal 1° settembre 2005 una prima serie di prodotti vetrari per edilizia costituita da: prodotti a base di silicato sodo-calcico, vetro rivestito, vetri borosilicati, vetro ceramica, vetro di silicato sodo-calcico indurito termicamente, vetro di sicurezza di silicato sodo-calcico temprato termicamente, vetro di silicato sodo-calcico temprato chimicamente, vetro borosilicato temprato termicamente e prodotti di vetro a matrice alcalina, possono volontariamente essere marcati CE per poter essere immessi sul mercato dei Paesi dell'Area economica europea (UE ed EFTA) in conformità alle norme **EN 572-9, EN 1096-4, EN 1748 parte 1 e Parte 2, EN 1863-2, EN 12150-2, EN 12337-2, EN 13024-2 ed EN 14178-2**. Successivamente anche gli altri prodotti non inclusi in questo primo elenco seguiranno lo stesso iter”.*

### II.1.2. MODELLO VISCOELASTICO E VISCOPLASTICO.

Nei materiali viscosi l'applicazione di una forza costante porta il materiale a subire, oltre ad una deformazione elastica che viene recuperata nel momento in cui viene tolto il carico, una deformazione crescente nel tempo, detta appunto deformazione o scorrimento viscoso, che viene solo in parte recuperata al termine dell'applicazione del carico. In tali tipi di materiali, per capirne il comportamento, non basta conoscerne le caratteristiche di base – modulo di young, viscosità, modulo tangenziale... – ma è necessario conoscerne anche la storia del carico cui è stato sottoposto. Il fenomeno è accentuato dalle eventuali elevate temperature cui si trova il materiale. E', ad esempio, il caso del vetro alle temperature tipiche del processo di formatura e tempra. A queste temperature la deformazione cui viene sottoposta la lastra in fase di formatura è la somma di più componenti: una componente istantanea elastica, una componente elastica ritardata, una componente plastica (se si raggiunge localmente il valore della tensione di snervamento alla temperatura cui si trova la lastra) e la deformazione viscosa irreversibile che cresce proporzionalmente al tempo ed inversamente al valore

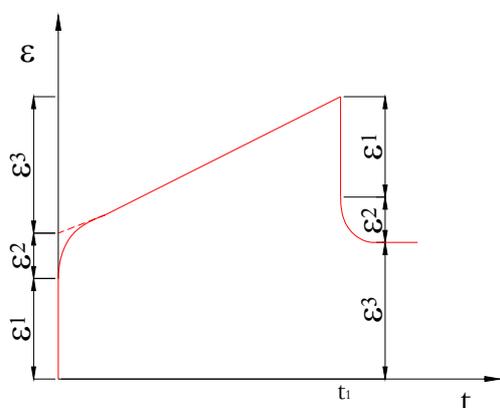


Fig. II.1.1.

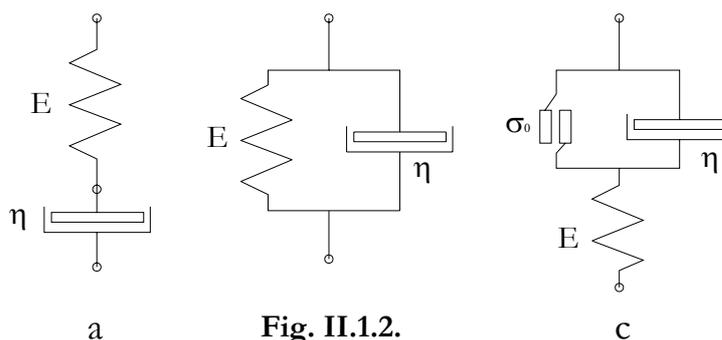
della viscosità del vetro. Nel grafico di figura II.1.1. è riportato l'andamento della deformazione in funzione del tempo per un provino di materiale con comportamento viscoelastico sottoposto a sollecitazione costante sino all'istante di tempo  $t_1$ . Si nota la parte di deformazione istantanea  $\epsilon_1$  che viene subito recuperata all'istante  $t_1$ ; la deformazione elastica ritardata  $\epsilon_2$ , anche essa recuperata dopo un certo intervallo di tempo; la parte di deformazione viscosa irreversibile  $\epsilon_3$ .

In un materiale viscoelastico, quindi, la tensione non è solo funzione della deformazione ma anche della velocità di deformazione ossia della derivata di  $\epsilon$  fatta rispetto al tempo.

In un materiale viscoplastico la deformazione è caratterizzata da una componente

viscosa e da una elastoplastica. Ciò vuol dire che, oltre alle componenti viste nel caso elastico, se ne aggiunge una terza  $\epsilon_p$  dovuta al superamento della tensione di snervamento del materiale.

I modelli normalmente utilizzati per rappresentare il comportamento viscoelastico o viscoplastico di un materiale sono rappresentati in figura II.1.2.



Il primo (a) è il modello di Maxwell relativo ad un materiale viscoelastico. Esso consiste di una molla lineare con modulo elastico pari ad  $E$  (modulo di Young del materiale) ed uno smorzatore in serie con la molla con coefficiente di smorzamento pari a  $\eta$  (viscosità del materiale). La relazione tra tensione e velocità di deformazione è la seguente:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + \frac{\sigma}{\eta}$$

dove il punto indica la derivata rispetto al tempo.

Il secondo (b) è conosciuto come modello di Kelvin o Voigt ed è sempre relativo ad un materiale a comportamento viscoelastico. Anche esso, come il modello di Maxwell, presenta una molla ed uno smorzatore, che sono però collegati in parallelo anziché in serie. La relazione tra tensione e velocità di deformazione è in questo caso:

$$\sigma = \eta \dot{\epsilon} + E \epsilon$$

Nel caso del modello di Maxwell, all'applicazione di una forza  $F$  si genera istantaneamente una risposta elastica rappresentata dalla molla. Lo spostamento dello smorzatore non avviene invece istantaneamente nel momento della applicazione della sollecitazione, ma in modo graduale nel tempo fino al momento in cui si toglie il carico, dove la parte elastica della deformazione verrà recuperata e la parte viscosa sarà invece

irreversibile. Lo smorzatore, con costante pari ad  $\eta$ , rappresenta quindi il comportamento viscoso del vetro.

Il modello di Kelvin rappresenta invece un comportamento anelastico in quanto, a differenza del modello di Maxwell, non rimane alcuna deformazione permanente all'eliminazione del carico applicato.

Il terzo modello (c) corrisponde al caso di materiale a comportamento viscoplastico. Esso consiste della serie tra una molla con costante elastica pari ad  $E$  ed un sistema costituito dal parallelo tra uno smorzatore con costante  $\eta$  e un sistema ad attrito che entra in funzione al superamento del valore  $\sigma_0$  della tensione di snervamento del materiale.

La relazione tra tensione e deformazione è la seguente:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + \frac{1}{\eta}(\sigma - \sigma_0 - H' \varepsilon) + \frac{H'}{\eta E} \sigma$$

Il parametro  $H'$  rappresenta il comportamento plastico del materiale per un modello di deformazione "strain hardening" ed è dato da:

$$H' = \frac{d\sigma}{d\varepsilon_p}$$

dove  $\varepsilon_p$  rappresenta la componente plastica della deformazione.

In figura II.1.3. sono rappresentate le curve tensione deformazione relative a due materiali a comportamento plastico.

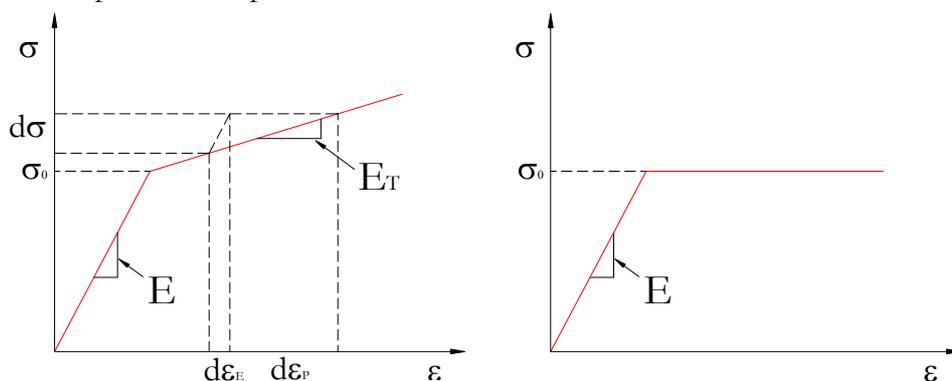


Fig. II.1.3.

Nella curva di sinistra è evidente la scomposizione della deformazione in una parte elastica ed in una plastica per sollecitazioni maggiori di  $\sigma_0$ . La curva di destra

rappresenta invece un materiale a comportamento perfettamente plastico.

Sviluppando la formula relativa ad  $H'$  e considerando il grafico di sinistra di figura II. si ottiene:

$$H' = \frac{d\sigma}{d\varepsilon_p} = \frac{d\sigma}{d\varepsilon - d\varepsilon_E} = \frac{d\sigma/d\varepsilon}{1 - d\varepsilon_E/d\varepsilon} = \frac{E_T}{1 - E_T/E}$$

Per un materiale perfettamente plastico risulta:  $H'=0$ .

Il fenomeno dello *scorrimento* (*creep*, figura II.1.1.) è tipico, come visto, di un materiale a comportamento viscoso. Se un carico costante viene applicato ad un provino di materiale con comportamento viscoelastico o plastico che sia, la deformazione cresce con il tempo e può portare a modifiche importanti della geometria del pezzo se non addirittura alla rottura.

Per un materiale viscoelastico che segue il modello di Maxwell, applicando una tensione costante  $\sigma_A$  al tempo  $t=0$ , la deformazione, in funzione del tempo, sarà data dalla seguente espressione:

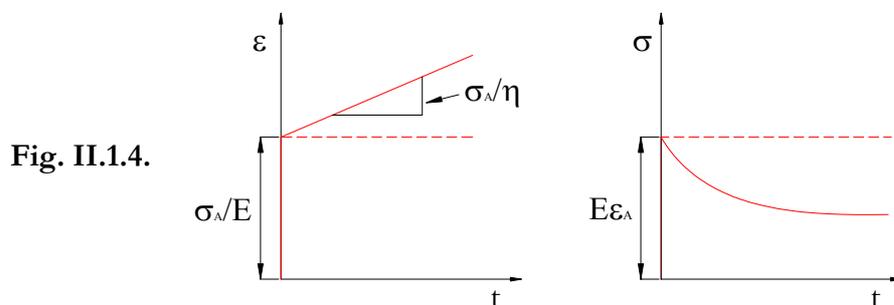
$$\varepsilon(t) = \sigma_A \left( \frac{1}{E} + \frac{1}{\eta} t \right)$$

che esprime appunto il fenomeno dello scorrimento per il modello di Maxwell.

Se applichiamo invece al provino una deformazione costante pari ad  $\varepsilon_A$ , la tensione diminuirà con il tempo. E' questo il fenomeno del *rilassamento* che, sempre per il modello di Maxwell è rappresentato dalla seguente equazione:

$$\sigma(t) = \varepsilon_A E e^{-\frac{E}{\eta} t}$$

Gli andamenti riportati nei grafici di figura II.1.4. rappresentano i fenomeni di scorrimento e rilassamento visti.



Per un materiale con comportamento viscoplastico, cui sia possibile applicare il modello “strain hardening” visto, la deformazione (e quindi lo scorrimento) sotto

carico costante  $\sigma_A$  è dato da: 
$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_A}{E} + \frac{\sigma_A - \sigma_0}{H'} \left( 1 - e^{-\frac{H'}{\eta} t} \right)$$

Per valori di  $H'$  diversi da zero l'andamento della deformazione in funzione del tempo è dato dal grafico (a) di figura II.1.5. Nel caso in cui  $H'$  sia uguale a zero il materiale è perfettamente plastico e l'equazione precedente si riduce a:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_A}{E} + \frac{\sigma_A - \sigma_0}{\eta} t$$

il cui andamento è riportato nel grafico (b) di figura II.1.5.

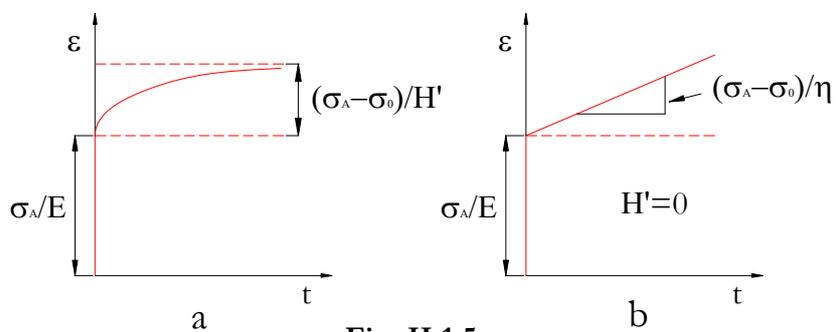


Fig. II.1.5.

### II.1.3. GLI STUDI SULLA TEMPRA DI R. GARDON

Tra la fine degli anni '50 e gli inizi dei '60 Gardon effettuò alcune ricerche sperimentali sulla tempra di lastre di vetro piano raffreddate da entrambe le facce. I risultati dei suoi studi descrivono l'influenza sul risultato del processo di tempra di:

- La temperatura  $T_0$  del vetro, supposta uniforme, all'inizio della operazione di tempra.
- Il coefficiente di scambio termico per convezione ( $h$ ) medio sulle due superfici della lastra.
- Lo spessore ( $L$ ) della lastra di vetro.
- Il Grado di Tempra ( $S_M$ ) desiderato.

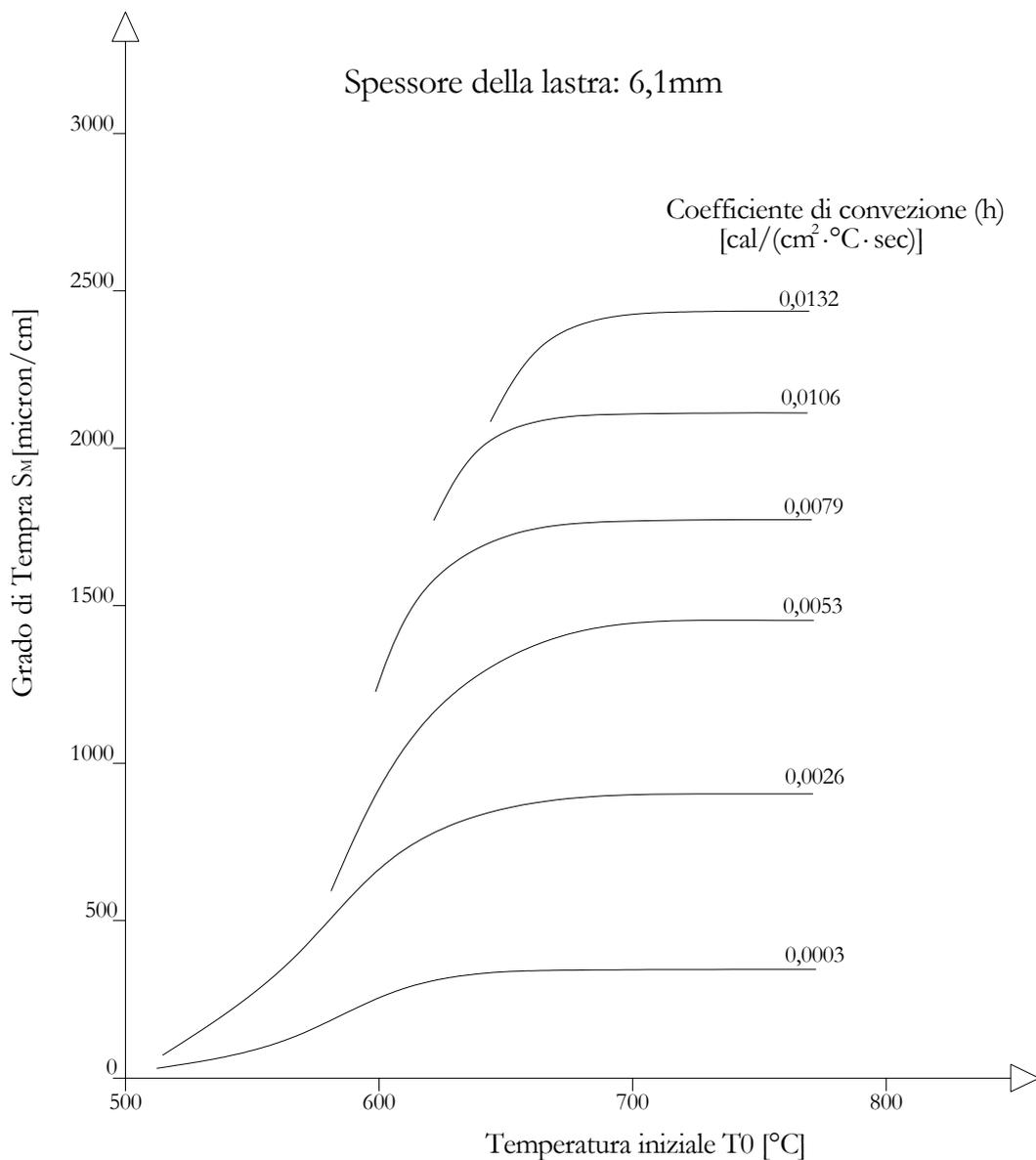
#### II.1.3.1. Relazione tra $S_M$ , $L$ , $T_0$ e $h$

In figura II.1.6. è rappresentato il grafico del Grado di Tempra in funzione della temperatura iniziale  $T_0$  e del coefficiente di convezione ( $h$ ) per una lastra di 6,1mm di spessore. Andamenti analoghi sono stati ottenuti per lastre di spessore inferiore. Dal grafico si deduce che:

- Il grado di tempra ottenibile è funzione crescente sia di  $T_0$  che di  $h$ : se si vuole aumentare il grado di tempra si deve aumentare il coefficiente di convezione e, conseguentemente, anche  $T_0$ .
- Per un determinato valore del coefficiente di convezione ( $h$ ) esiste un valore della temperatura  $T_0$  al di sopra della quale il grado di tempra non cresce ulteriormente con  $T_0$ . Esiste, in altre parole, per ogni valore di  $h$ , un valore massimo del Grado di Tempra ottenibile, il cosiddetto "Grado di Tempra di Plateau".
- Il valore di  $T_0$  "di Plateau" ( $T_{0p}$ ), definito al punto precedente, cresce all'aumentare del coefficiente  $h$ .
- Fissato un valore del coefficiente di scambio termico  $h$ , al diminuire di  $T_0$  cresce la probabilità di rottura delle lastre in fase di tempra. Considerando le curve del grafico si deve, in pratica, evitare di arrivare in tempra con un valore della temperatura  $T_0$  della lastra che si trova in corrispondenza della parte a forte pendenza delle curve. E ciò significa, ad esempio, tenersi ad una temperatura  $T_0$

RESOCONTO SULLE CONOSCENZE ED ANALISI DELLA LETTERATURA ESISTENTE

superiore a  $600^{\circ}\text{C} - 610^{\circ}\text{C}$  per  $h$  pari a  $0,0026$  e superiore a  $630^{\circ}\text{C} - 640^{\circ}\text{C}$  per  $h$  uguale a  $0,0106$ .

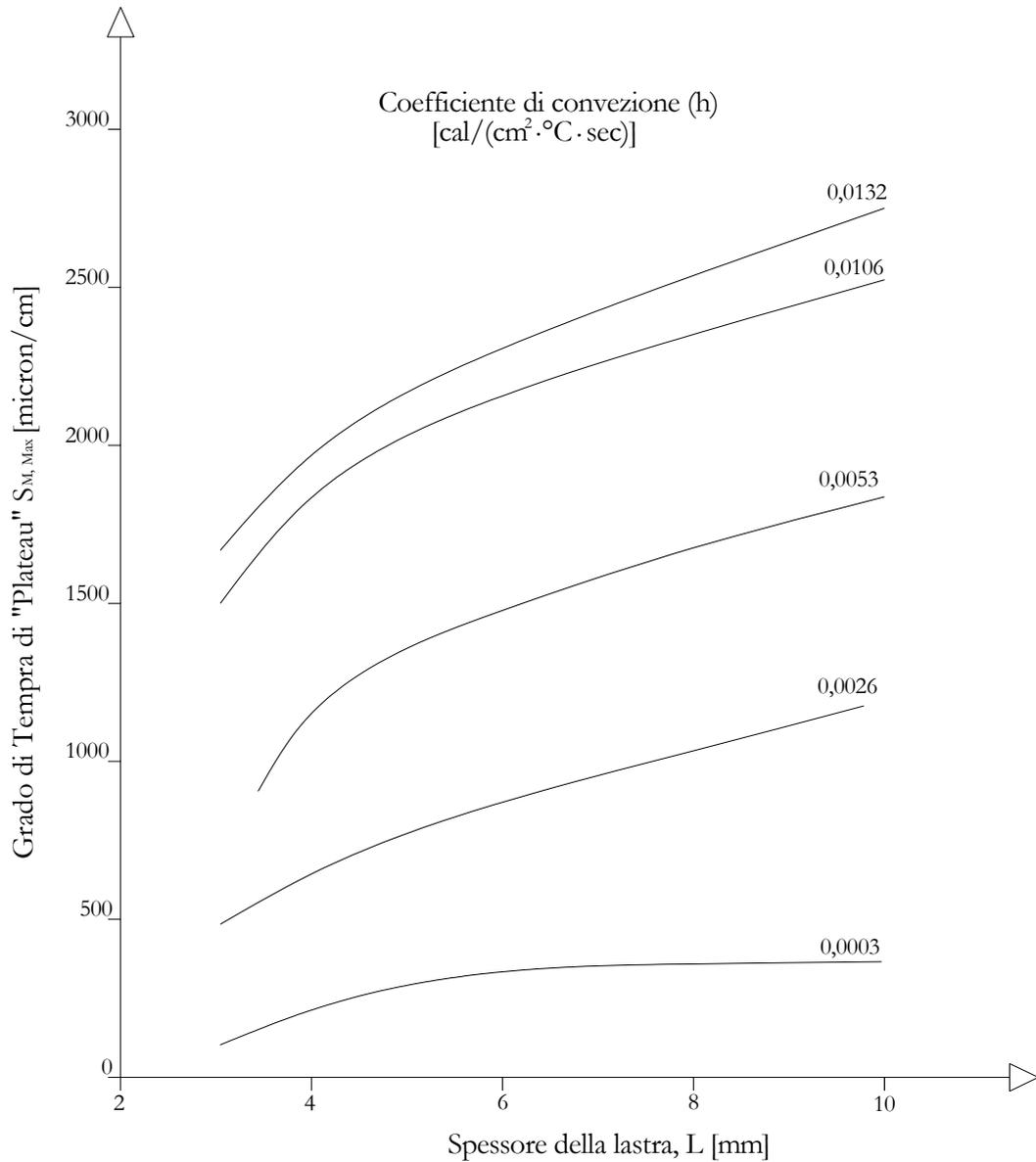


**Fig. II.1.6.**

Le uniche relazioni ricavate da Gardon relative all'influenza dello spessore (L), riguardano il Grado di Tempra di "Plateau" ovvero il massimo Grado di Tempra ottenibile per un certo valore del coefficiente di convezione  $h$ .

Nel grafico di figura II.1.7. è riportato appunto l'andamento del Massimo Grado di Tempra (SM, Max) in funzione dello spessore (L) e del coefficiente di scambio termico

per convezione.



**Fig. II.1.7.**

Dal grafico è possibile estrarre un paio di importanti considerazioni:

- Per un qualsiasi spessore di lastra, più è elevato il Grado di Tempra da dover ottenere, più si dovranno imporre elevati valori del coefficiente di scambio termico  $h$ .
- A parità di Grado di Tempra desiderato, più è piccolo lo spessore della lastra, più si dovrà operare con elevati valori di  $h$ .

In conseguenza di questa ultima considerazione, e di quanto detto a proposito del grafico di figura II.1.6., si può affermare che:

- A parità di Grado di Tempra, più lo spessore della lastra di vetro è piccolo, più sarà grande  $h$  e, necessariamente, anche  $T_0$ . E' ciò che è stato già anticipato nel paragrafo I.1.2 a proposito delle problematiche inerenti il processo di tempra.

Le lastre di piccolo spessore avranno quindi bisogno – a parità di Grado di Tempra – di un coefficiente  $h$  più elevato e di un più elevato valore di  $T_0$ . Nella pratica, nella tempra di lastre sottili (3mm – 4mm), la temperatura  $T_0$  non viene però fatta crescere più di tanto per evitare che il vetro assuma curvature non desiderate a causa della sua bassa viscosità. Questo significa che, considerando le curve di figura II.1.6. con  $h$  elevato, difficilmente il punto di lavoro si troverà in corrispondenza del livello di Plateau ma, piuttosto, sulla parte in salita della curva. Ciò significa che esiste, per piccoli spessori ed elevati Gradi di Tempra da imporre (e quindi elevati valori di  $h$ ), il rischio concreto di rottura delle lastre di vetro.

Dalle curve di figura II.1.7. Gardon ha ricavato che il Grado di Tempra di Plateau SM, Max, cresce proporzionalmente a:

$$(L \cdot h)^{0,95} \text{ per } (L \cdot h) < 0,002$$

$$L^{0,6} \cdot h^{0,85} \text{ ad } L \cdot h = 0,003$$

$$L^{0,4} \cdot h^{0,7} \text{ ad } L \cdot h = 0,015$$

Questa dipendenza è sintetizzata nel grafico in scala doppio logaritmica di figura

II.1.8.

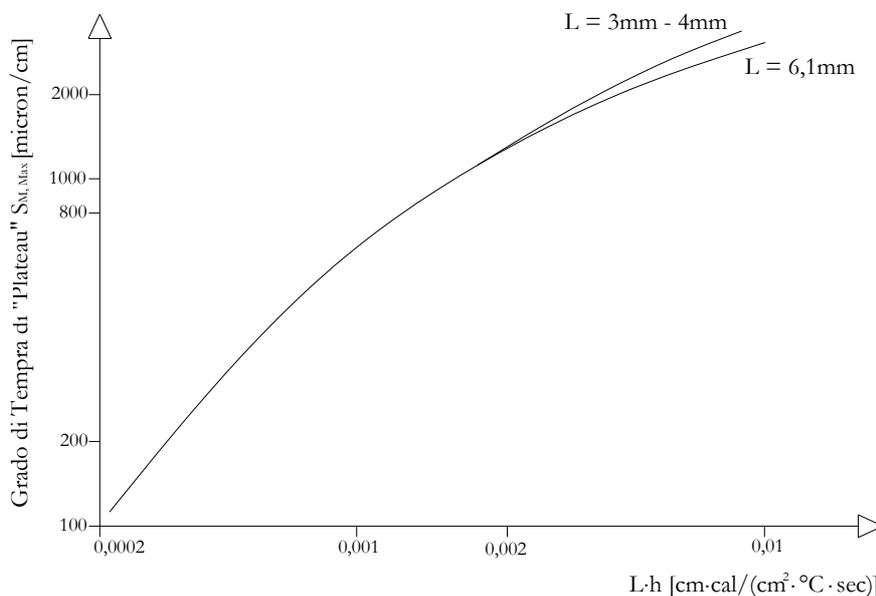


Fig. II.1.8.

### II.1.3.2. Il coefficiente di convezione $h$

I risultati sperimentali elaborati da Gardon hanno portato a determinare la seguente relazione tra numero di Reynolds e numero di Nusselt medio:

$$\overline{Nu} = 0,286 \cdot Re^{0,625} \quad (\text{II.1.1})$$

Nel calcolo di  $Re$  si deve prendere in considerazione una velocità del getto di aria pari a quella che si avrebbe in un getto libero (senza vetro) ad una distanza dalla sezione di uscita uguale alla distanza sezione – superficie della lastra. Denominando con:

- $H$  la distanza tra sezione di uscita degli ugelli e lastra di vetro.
- $D$  il diametro della sezione di uscita degli ugelli.

valori tipici del rapporto  $H/D$ , nella tempra di lastre di vetro, sono compresi tra 4 e 12.

In questo intervallo, il valore della velocità dell'aria in "getto libero" ( $u_a$ ) può essere messa in relazione con la velocità dell'aria all'uscita dagli ugelli ( $u_e$ ) mediante la seguente equazione:

$$u_a = \frac{u_e}{D} \cdot (1,225D - 0,056H) \quad (\text{II.1.2})$$

Nel calcolo dei numeri di Nusselt e di Reynolds si deve inoltre prendere in considerazione il valore del passo della maglia di ugelli  $S$  (Spaziatura) come parametro geometrico caratteristico del sistema (denominato in precedenza  $A$ ).

Sviluppando la relazione (II.1.1), con l'ausilio della (II.1.2), si ottiene una equazione che mette in relazione il coefficiente di convezione  $h$  medio con alcune caratteristiche geometriche della soffiante di tempra:

$$\bar{h} = 0,286 \frac{\lambda}{S^{0,375}} \cdot \left[ \frac{u_e}{D \cdot \nu} \cdot (1,225D - 0,056H) \right]^{0,625}$$

$\lambda$  è la conducibilità termica dell'aria insufflata, espressa in  $\frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}$

$S$ ,  $D$  ed  $H$  sono espressi in metri (m).

$\nu$  è la viscosità cinematica dell'aria in  $m^2/h$ .

$u_e$  è espresso in  $m/h$  e  $h$  in  $\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$

### II.1.4. CONSIDERAZIONI FLUIDODINAMICHE E RELAZIONI DI H. MARTIN

In figura II.1.9. sono rappresentati rispettivamente un ugello a sezione circolare, con il relativo getto di aria incidente una superficie piana, ed una serie di quattro ugelli visti dalla superficie del vetro con la relativa area interessata dall'azione di un singolo ugello. Sono inoltre riportate le caratteristiche geometriche cui si farà spesso riferimento nel prosieguo del lavoro.

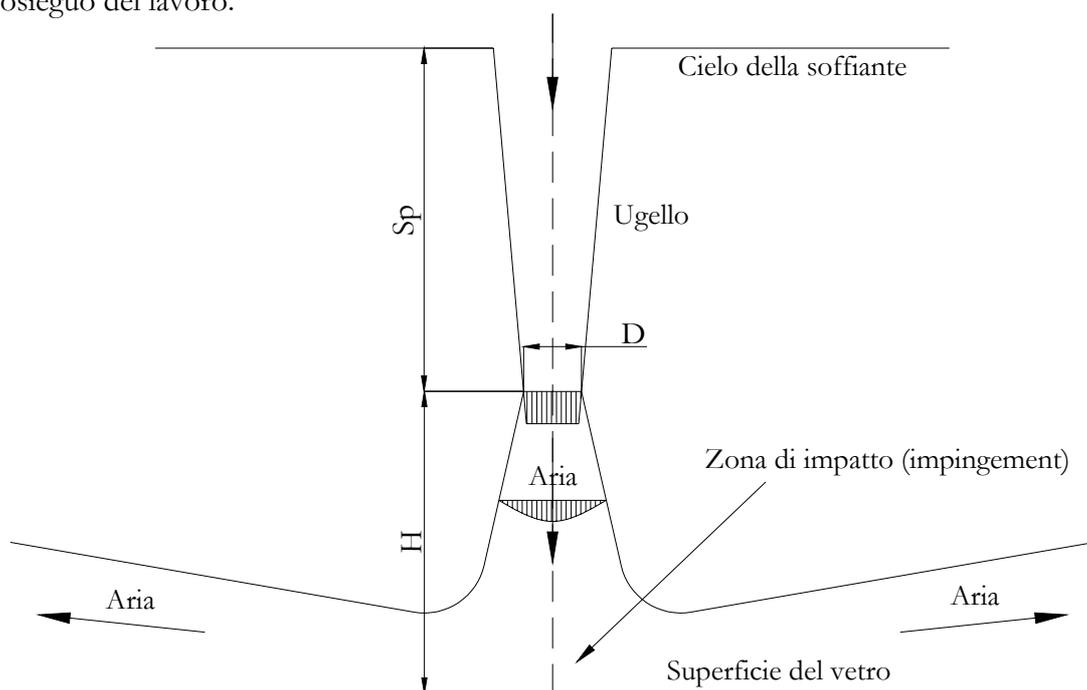


Fig. II.1.9.

- **D**: diametro della sezione di uscita dell'ugello.
- **H**: distanza tra sezione di uscita ugello e superficie della lastra di vetro.
- **S**: minima distanza tra gli assi di due ugelli adiacenti.
- **Sp**: distanza tra sezione di uscita dell'ugello e cielo della soffiante.

Il flusso di aria fuoriuscente dall'ugello è turbolento ed in corrispondenza della

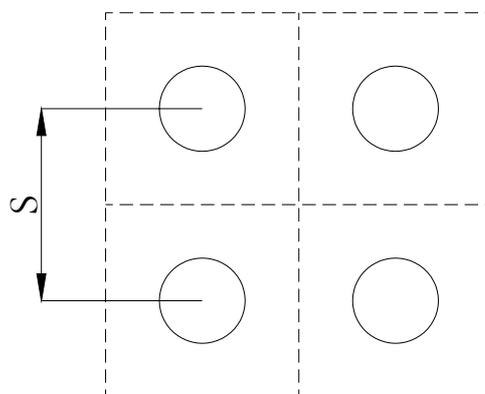
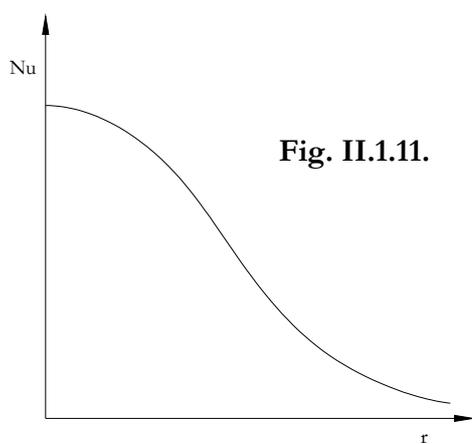


Fig. II.1.10.

sezione di uscita presenta un profilo di velocità uniforme. L'aria in uscita comincia da subito ad interagire con l'ambiente circostante che si trova in condizioni termodinamiche differenti. Questa interazione comporta il divaricarsi del flusso di aria, come rappresentato in figura, ed un rallentamento della sua velocità il cui profilo assume una forma parabolica, con il massimo in corrispondenza dell'asse del getto.

Nella zona di impatto il flusso è naturalmente portato a decelerare nella direzione perpendicolare alla superficie del vetro e ad accelerare lungo la direzione parallela. Dal punto di stagnazione la velocità del getto parallela alla superficie del vetro comincia quindi ad aumentare, raggiunge un massimo ad una certa distanza dall'asse del getto e torna quindi a diminuire per distanze superiori. Un tipico andamento del numero di Nusselt e del coefficiente  $h$  per una configurazione con singolo ugello è riportato nel grafico di figura II.1.11. L'andamento è relativo al numero di Nusselt, a partire dal punto di impatto del getto con la lastra, lungo una direzione radiale ( $r$ ) parallela alla superficie del vetro.



**Fig. II.1.11.**

Le soffianti utilizzate per il raffreddamento di superfici calde presentano naturalmente una configurazione a più ugelli, spaziate tra di loro di una certa quantità  $S$ . In questi casi il flusso di aria sulla superficie del vetro è più complesso e risulta di fondamentale importanza una giusta scelta dei parametri geometrici per ottenere un determinato valore del coefficiente di scambio termico per convezione  $h$ . Come si vedrà nel seguito, commentando i risultati delle ricerche effettuate sul raffreddamento dei circuiti elettronici, l'interazione tra i getti gioca un ruolo importante nel fenomeno globale del raffreddamento di una superficie calda e particolari andamenti del coefficiente di convezione (o di Nu) possono instaurarsi sulla superficie del vetro. Ad esempio già Martin osservò andamenti particolari del numero di Nusselt in funzione del valore assunto dal rapporto  $H/D$ . I suoi risultati mostrano infatti la presenza di un secondo “massimo relativo” nell'andamento del numero di Nusselt per valori di  $H/D$  minori di 5, ovvero per valori della distanza degli ugelli dalla

superficie del vetro relativamente piccoli rispetto al valore del diametro della sezione di uscita degli ugelli. E' quanto mostrato qualitativamente nei grafici di figura II.1.12.

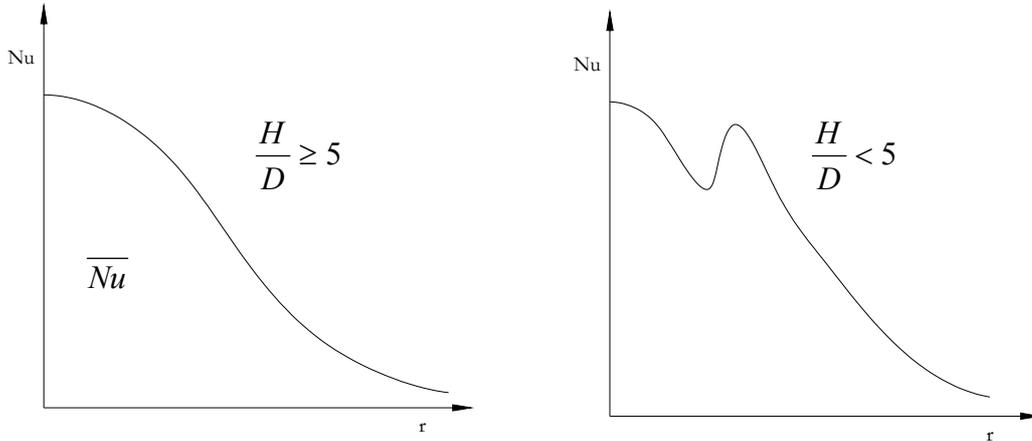


Fig. II.1.12.

Nel caso di una griglia di più ugelli il coefficiente di convezione è inoltre fortemente dipendente dalla maniera con cui l'aria utilizzata per il raffreddamento viene fatta evacuare al di fuori del sistema soffiante – vetro. La parte di aria che ha assorbito una parte del calore della lastra, e che si trova quindi ad una temperatura intermedia tra aria “fresca” e vetro, deve infatti essere velocemente evacuata per evitare che eventuali zone di ristagno facciano localmente diminuire, in modo drastico, il valore del coefficiente di convezione.

Martin [26] [35] fornisce alcune equazioni, di origine sperimentale, utili per il calcolo del numero di Nusselt (e, quindi, del coefficiente di convezione *h*) nel caso di una configurazione con un singolo ugello o di una maglia di ugelli circolari distanti tra di loro della quantità *S*. Le equazioni sono funzione dei parametri adimensionali della fluidodinamica, già visti in precedenza, e di alcune grandezze geometriche, espresse sotto forma di rapporti adimensionali. In particolare, per un singolo ugello circolare si ha:

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0,42}} = G\left(\frac{r}{D}, \frac{H}{D}\right) \cdot F_1(Re) \tag{II.1.3}$$

Dove (*Nu* medio) è il valore del numero di Nusselt integrato sulla area circolare compresa tra l'asse del getto e raggio pari ad *r*.

Inoltre:

$$G = \frac{D}{r} \cdot \frac{1 - 1,1 \frac{D}{r}}{1 + 0,1 \left(\frac{H}{D} - 6\right) \cdot \frac{D}{r}}$$

$$K = \left[ 1 + \left( \frac{H \cdot A_R^{0,5}}{0,6D} \right)^6 \right]^{-0,05}$$

$$F_1 = 2 \operatorname{Re}^{0,5} \cdot (1 + 0,005 \operatorname{Re}^{0,55})^{0,5}$$

I valori del numero di Reynolds e del numero di Prandtl sono costruiti prendendo in considerazione il diametro  $D$  della sezione di uscita dell'ugello come parametro geometrico caratteristico del sistema, e la velocità dell'aria in uscita dall'ugello.

Il campo di validità della (II.1.3) è dato dai seguenti intervalli:

$$\left[ \begin{array}{l} 2000 \leq \operatorname{Re} \leq 400000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 2,5 \leq \frac{r}{D} \leq 7,5 \end{array} \right]$$

Nel caso di una griglia di ugelli circolari l'equazione fornita da Martin è la seguente:

$$\frac{\overline{Nu}}{\operatorname{Pr}^{0,42}} = K \left( A_R, \frac{H}{D} \right) \cdot G \left( A_R, \frac{H}{D} \right) \cdot F_2(\operatorname{Re}) \quad \text{(II.1.4)}$$

dove  $A_R$  fornisce il rapporto tra l'area della sezione di uscita degli ugelli e la zona di vetro interessata dall'azione di un singolo getto:  $A_R = \frac{\pi D^2}{4S^2}$

Inoltre:

$$G = 2A_R^{0,5} \cdot \frac{1 - 2,2A_R^{0,5}}{1 + 0,2 \left( \frac{H}{D} - 6 \right) \cdot A_R^{0,5}}$$

$$F_2 = 0,5 \operatorname{Re}^{2/3}$$

Il campo di validità della (II.1.4) è dato dai seguenti intervalli:

$$\left[ \begin{array}{l} 2000 \leq \operatorname{Re} \leq 100000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 0,004 \leq A_R \leq 0,04 \end{array} \right]$$

La configurazione geometrica ottimale è naturalmente quella che porta al massimo valore di  $Nu$  per un prefissato valore della portata di aria per unità di superficie da

raffreddare. Martin ha individuato una configurazione ottima nei seguenti valori dei parametri geometrici:

$$D \cong 0,2H$$

$$S \cong 1,4H$$

Le equazioni trovate dal Martin sono valide per la configurazione da lui utilizzata in sede sperimentale. In particolare, le correlazioni non possono essere utilizzate nel caso di getti di aria fuoriuscenti da orifizi che presentano spigoli vivi, ovvero degli spigoli che non sono stati modellati in modo tale da “accompagnare” il flusso di aria verso l'esterno.

### II.1.5. RICERCHE SUL RAFFREDDAMENTO DI SUPERFICI CALDE

Si riporta nel seguito il resoconto dei risultati di ricerche effettuate sul raffreddamento di superfici calde ad opera di getti di aria fuoriuscenti da ugelli circolari. I rapporti di ricerca menzionati rappresentano una selezione di quanto esistente in materia e sono i più significativi relativamente ai temi trattati nella presente ricerca. Se non diversamente espresso le ricerche esaminate sono relative a getti di aria incidenti perpendicolarmente la superficie riscaldata.

#### II.1.5.1. Singolo ugello circolare

La ricerca, effettuata da Jung-Yang San e Chin-Hao Huang [29], è stata condotta su di un sistema costituito da un singolo ugello circolare con diametro della sezione di uscita pari a  $D$  e distante  $H$  da una superficie opportunamente riscaldata. I risultati mostrano la dipendenza del numero di Nusselt da  $Re$ , dal rapporto  $r/D$  ( $r$ : distanza radiale dall'asse del getto parallelamente alla superficie riscaldata) e dal rapporto  $w/D$  ( $w$ : larghezza della superficie riscaldata). Il rapporto  $H/D$  è stato tenuto fisso a 2 tranne che per un singolo esperimento eseguito per vedere l'influenza del numero di Reynolds e del flusso di calore  $q$  sul valore di  $Nu$ . In questo caso è stato utilizzato un valore di  $H/D$  pari a 4. I risultati sono validi all'interno dei seguenti intervalli:

$$30000 \leq Re \leq 67000$$

$$3mm \leq D \leq 9mm$$

$$0 \leq r/D \leq 4$$

$$4,17 \leq w/D \leq 37,5$$

e possono essere così sintetizzati:

- Il numero di Nusselt presenta, in funzione di  $r/D$ , un andamento qualitativamente simile a quello visto in figura II.1.11.
- Una analisi di regressione condotta sui valori ottenuti ha portato a determinare una proporzionalità di  $Nu$  da  $Re^{0,6375}$ . Risulta in particolare:

$$\ln\left(\frac{Nu}{Re^{0,6375}}\right) = f_1\left(\frac{r}{D}\right) + f_2\left(\frac{w}{D}\right) + f_3(D)$$

dove:

$$f_1 = \sum_{i=1}^4 a_i \left(\frac{r}{D}\right)^i \quad f_2 = \sum_{i=1}^3 b_i \left(\frac{w}{D}\right)^i \quad f_3 = \sum_{i=1}^4 c_i D^{i-1}$$

	i=1	i=2	i=3	i=4
a <sub>i</sub>	-0,042035	-0,051099	0,004587	0,000154
b <sub>i</sub>	-0,038785	-0,000332	0,000008	--
c <sub>i</sub>	-2,757427	0,232741	0,001383	-0,001325

- Il valore del diametro D ha una forte influenza sul numero di Nusselt. A parità di Re più è grande D più sarà elevato Nu. Questa dipendenza si affievolisce per diametri maggiori di 6mm.
- Il numero di Reynolds ha influenza sulla circolazione dell'aria nell'intorno del getto. Alti valori del numero di Reynolds comportano, come visto, alti valori di Nu ma possono avere, per contro, effetti negativi, soprattutto per alti valori di w ovvero della area interessata dal riscaldamento. La forte ricircolazione che si ha, infatti, ad alti Reynolds fa sì che l'aria riscaldata dalla superficie vada a scaldare l'aria in uscita dal getto, con effetti negativi sulla quantità di calore asportabile e quindi sul valore del numero di Nusselt.

Nel grafico di figura II.1.13. si riporta l'andamento di  $Nu/Re^{0,6375}$  in funzione di  $r/D$ , per D e H/D pari rispettivamente a 6mm e 2.

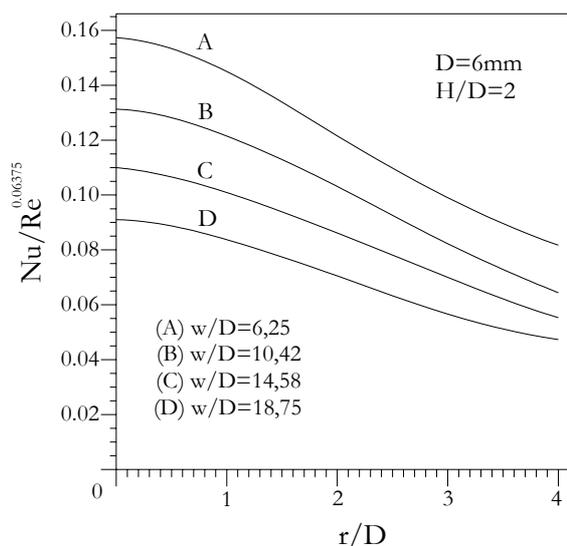


Fig. II.1.13.

### II.1.5.2. Effetto della spaziatura in una griglia multiugello

Se si considera una griglia di ugelli, il valore della spaziatura  $S$  – in relazione con i valori degli altri parametri geometrici ( $H$  e  $D$ ) – è fondamentale ai fini dell'ottenimento del desiderato valore del coefficiente di convezione  $b$ . Nelle figure II.1.14. e II.1.15. sono rappresentati i due fenomeni principali che hanno origine nell'interfaccia tra due ugelli adiacenti e che determinano un degrado nell'efficacia del raffreddamento.

Se la distanza  $S$  tra gli assi dei due getti è piccola – in relazione ai valori di  $H$  e  $D$  – vi può essere interferenza tra i due getti principali con conseguente diminuzione del coefficiente  $b$  (fig. II.1.14.). In questa situazione, aumentando la spaziatura  $S$  tra gli ugelli o la distanza  $H$  tra ugello e superficie insufflata, si può evitare che i due getti adiacenti si disturbino a vicenda, ottenendo quindi un beneficio in termini di trasferimento del calore dalla superficie calda.

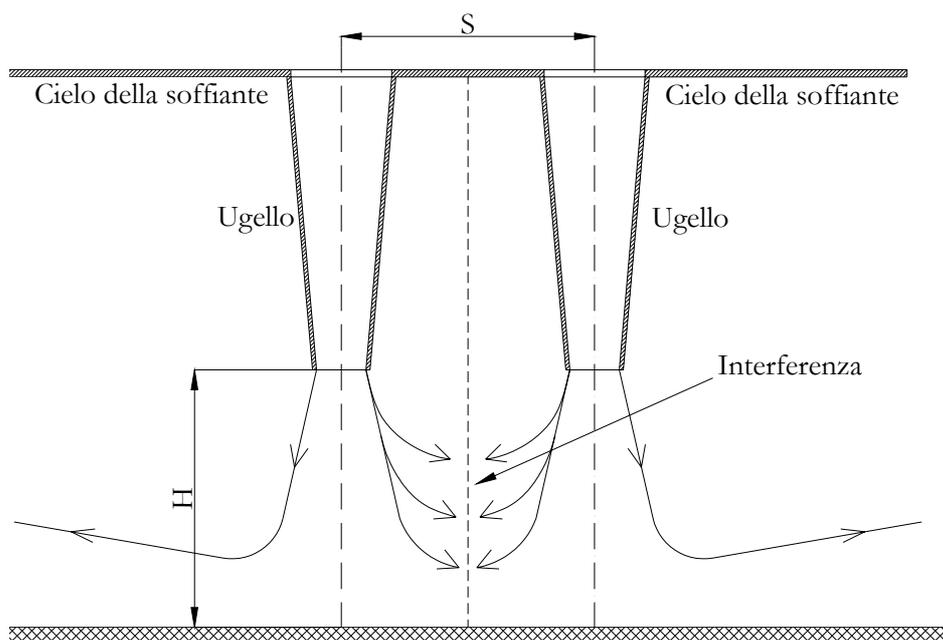


Fig. II.1.14.

Nel caso invece in cui la distanza tra ugelli adiacenti sia tale da evitare l'interferenza tra i getti principali, è possibile l'instaurarsi di un ricircolo di aria (effetto fontana) tra due ugelli dovuta allo scontro tra i flussi di aria che, deviati dalla superficie calda, scorrono parallelamente ad essa ("wall jets"). In questo caso l'aria di ricircolo, più calda di quella del getto principale, può andare ad interferire con essa e determinarne un

innalzamento della temperatura con conseguenze negative sul coefficiente di convezione (fig. II.1.15). E' lo stesso fenomeno osservato nel caso di un singolo ugello per elevati numeri di Reynolds (vedi paragrafo II.1.4.1).

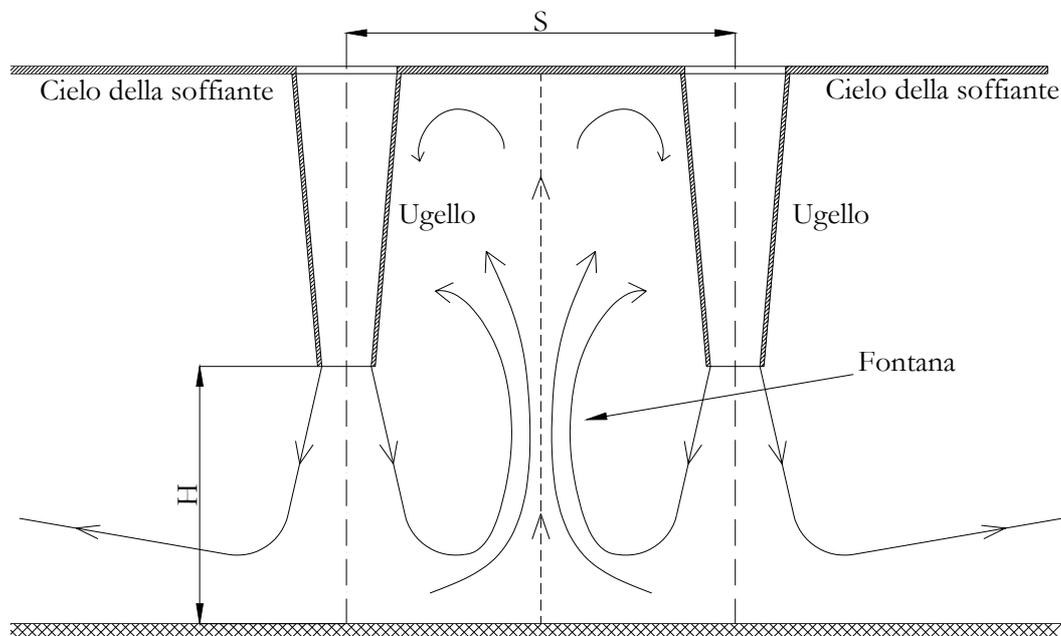


Fig. II.1.15.

Nella zona di ricircolo compresa tra due ugelli, all'interno dello strato limite in corrispondenza della lastra di vetro, può inoltre verificarsi un repentino passaggio del flusso da laminare a turbolento. Questo fenomeno, accentuato da alti valori del numero di Reynolds e da bassi valori dei rapporti  $H/D$  e  $S/D$ , comporta un aumento nel valore del coefficiente di convezione. E' quanto osservato da Jung-Y. San e Mao-De Lai [30], in un sistema sperimentale costituito da cinque ugelli, nel quale è stato misurato il valore di  $Nu$  per differenti configurazioni geometriche e per tre valori del numero di Reynolds: 10000, 20000 e 30000. In figura II.1.17. è riportato il risultato in termini di  $Nu$  locale in funzione di  $r/D$ , di  $Re$  e  $S/D$  e con  $H/D$  impostato pari a 2. Il valore di  $Nu$

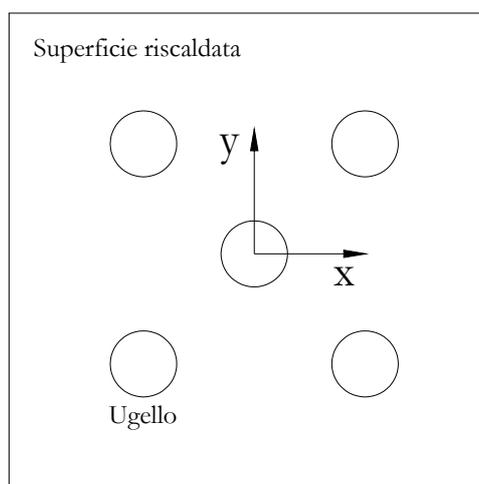


Fig. II.1.16.

è stato misurato nella direzione X di figura II.1.16. (coincidente con  $r$ ).

Si può osservare che per  $S/D=4$ , come detto poco sopra, la turbolenza del flusso tra ugelli adiacenti fa stabilizzare localmente il valore di Nu che diminuirebbe altrimenti in maniera più rapida.

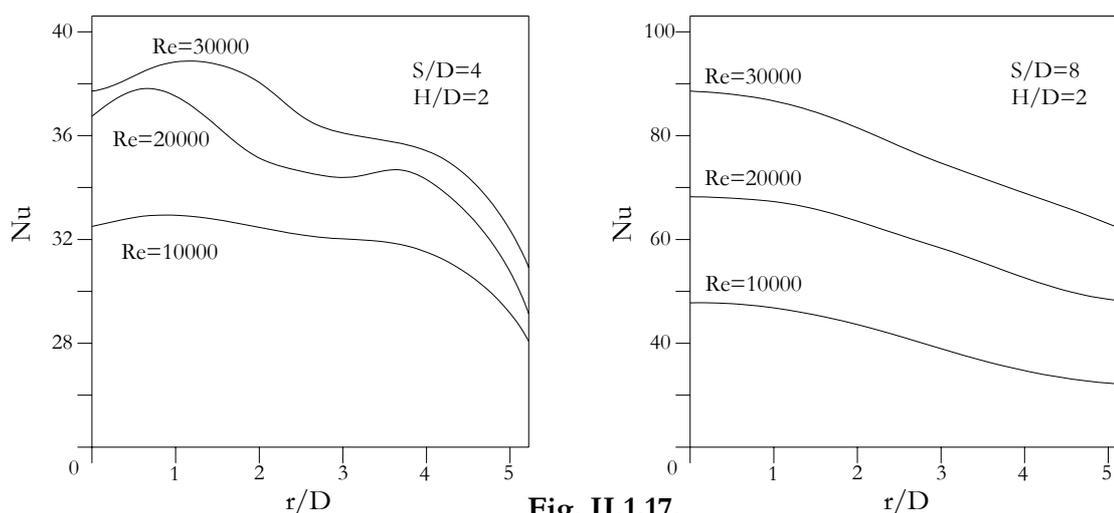


Fig. II.1.17.

Ancora più interessanti, per i nostri scopi, sono i risultati relativi al numero di Nusselt valutato in corrispondenza dell'impatto dell'ugello centrale ( $X=0; Y=0$ ), in funzione di  $S/D$ , di  $H/D$  e del numero di Reynolds, riportati nei grafici di figura II.1.18

Per  $H/D=2$  e  $S/D=4$  l'interferenza tra i getti principali è molto bassa ed il ricircolo di aria tra gli ugelli è tale da fare diminuire drasticamente il valore di Nu del getto centrale. Aumentando la spaziatura  $S$ , e quindi il valore del rapporto  $S/D$ , il numero di Nusselt cresce perché diminuisce l'effetto negativo dovuto all'effetto "fontana". Nu raggiunge un massimo in corrispondenza di  $S/D$  pari a circa 8 (per tutti e tre i valori di Re) e decresce per valori superiori fino a raggiungere un valore corrispondente alla presenza del solo ugello centrale.

Per  $H/D=3$  si ha lo stesso comportamento, solo che le tre curve sono spostate verso destra, ovvero il massimo valore di Nu lo si ottiene per valori di  $S/D$  compresi tra 10 e 12, per Re variabile tra 10000 e 30000.

Per  $H/D=4$  comincia ad essere visibile l'effetto dell'interferenza tra getti ad alti numeri di Reynolds. Compare infatti un secondo picco per bassi valori di  $S/D$ . Per  $S/D$  compreso tra circa 6 e 9 e per  $Re=30000$ , terminato l'effetto negativo dovuto all'interferenza tra ugelli adiacenti, comincia a farsi sentire l'effetto del ricircolo ed il

numero di Nusselt subisce una lieve flessione. Superato il valore di  $S/D=10$  anche questo fenomeno diventa influente e la curva di Nu cresce fino a raggiungere il secondo massimo relativo in corrispondenza di  $S/D=12$ . Per valori superiori Nu decresce.

Per  $H/D=5$  il fenomeno è ancora più evidente soprattutto per alti valori di Re, mentre per  $Re=10000$  l'effetto del ricircolo dell'aria è praticamente inesistente.

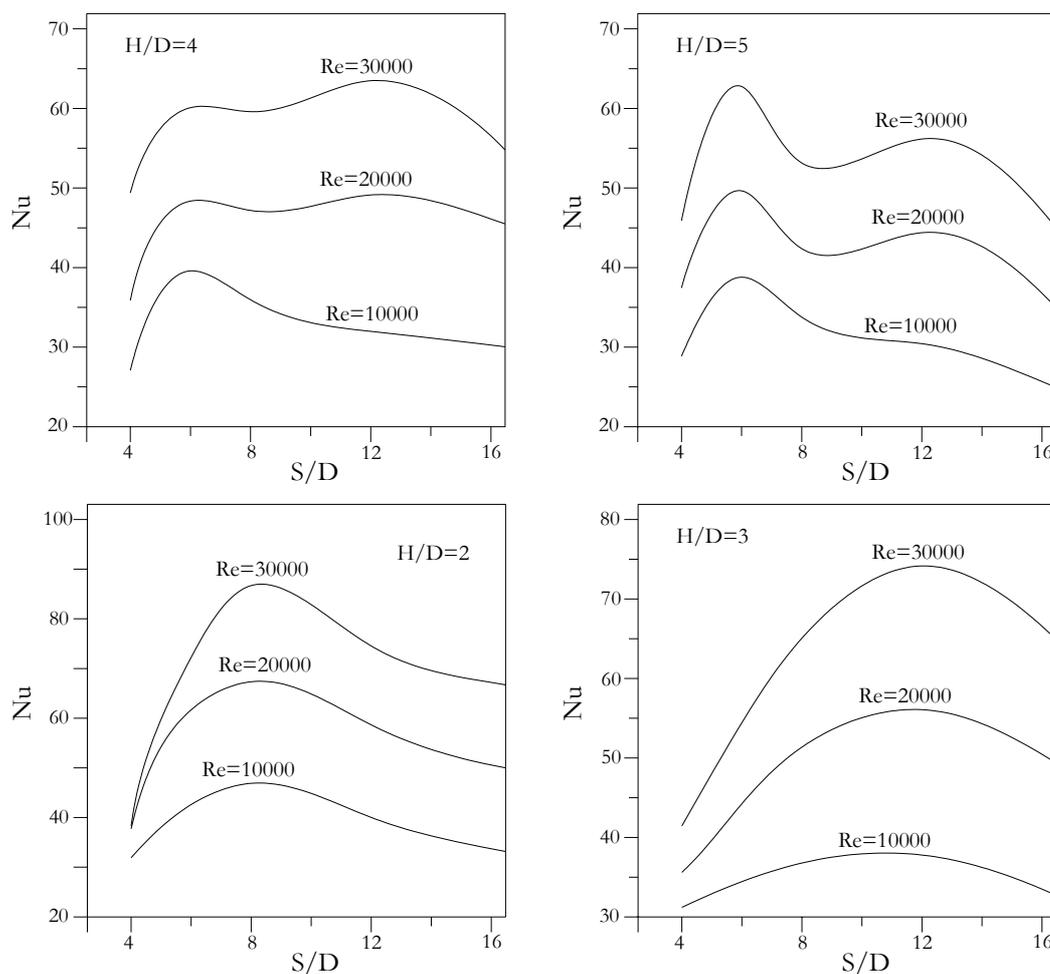
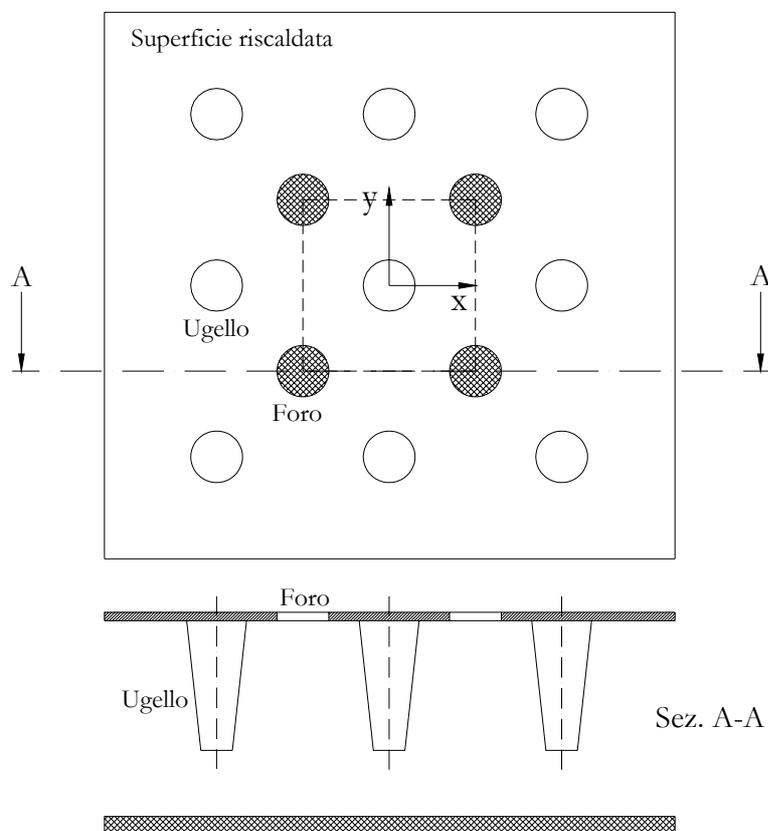


Fig. II.1.18.

### II.1.5.3. Effetto della presenza di fori di uscita per l'aria calda.

Studi effettuati su di una griglia di nove ugelli (Aaron Huber, R. Viskanta [25], [26]), con quattro fori di uscita per l'aria calda (figura II.1.19.), mostrano la dipendenza del numero di Nusselt da  $S/D$ , da  $H/D$ , dal numero di Reynolds e dal fatto che i fori di

uscita siano aperti oppure chiusi.



**Fig. II.1.19.**

I risultati si possono riassumere con le seguenti considerazioni:

- Per piccoli valori della distanza di separazione ugello-superficie ( $H/D$ ) compare un secondo massimo relativo nell'andamento di  $Nu$  locale in funzione di  $r/D$ , la cui causa – il regime turbolento presente all'interno dello strato limite – è già stata descritta nel paragrafo precedente.
- L'aria calda spesa per il raffreddamento della superficie, se fatta uscire dagli appositi fori, determina un aumento del trasferimento del calore, e quindi del valore del numero di Nusselt. Ciò è dovuto al minimizzarsi dell'effetto negativo dovuto all'interferenza tra getti adiacenti ed all'aria di ricircolo, nel caso in cui i fori di uscita siano aperti. Questo effetto è però evidente per bassi valori del rapporto  $H/D$  e praticamente inesistente per valori elevati.
- Nel caso in cui venga diminuito il valore della spaziatura  $S$  tra gli ugelli, si accentua l'effetto positivo dovuto all'uscita dell'aria calda sul valore di  $Nu$ .
- L'aria calda in uscita rende più uniforme il raffreddamento della superficie.

RESOCONTO SULLE CONOSCENZE ED ANALISI DELLA LETTERATURA ESISTENTE

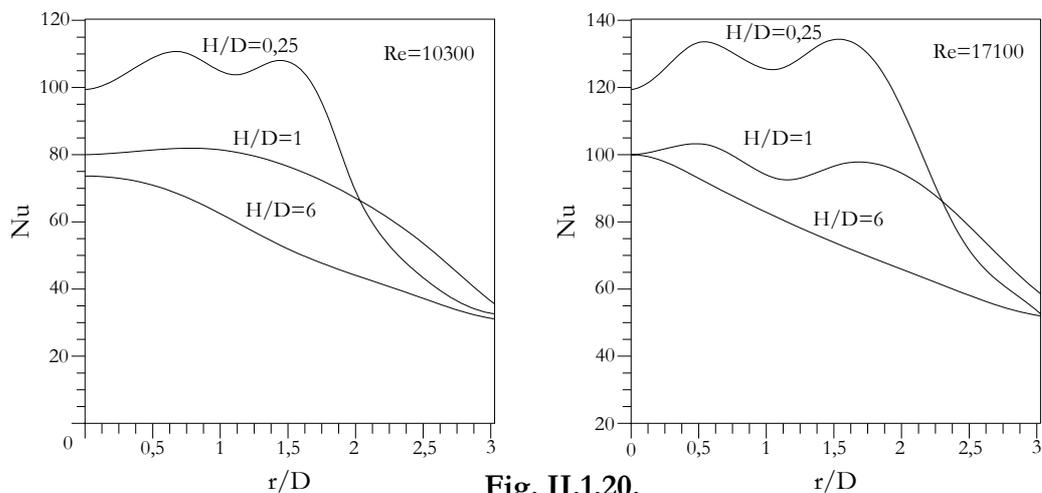


Fig. II.1.20.

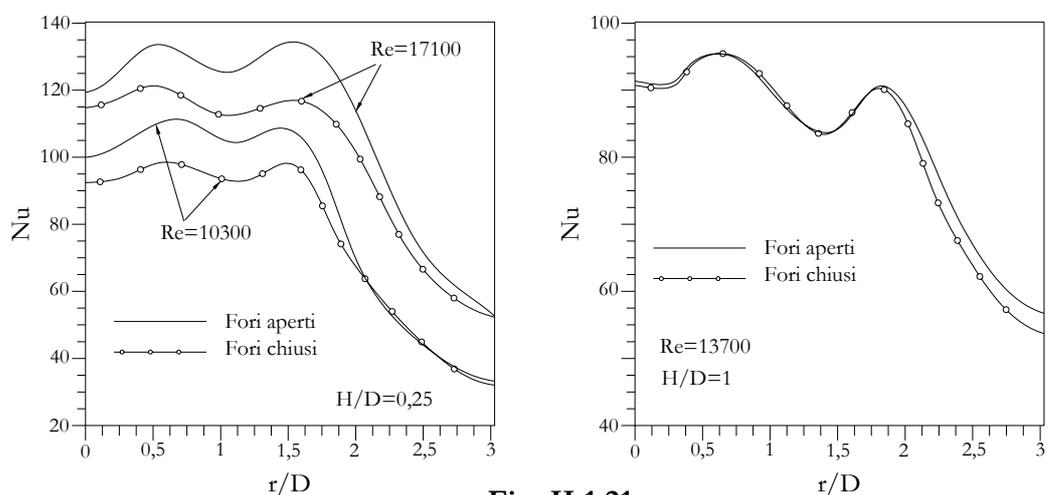


Fig. II.1.21.

Nei grafici di figura II.1.20 si osserva l'andamento del numero di Nusselt locale a partire da  $x=y=0$  di figura II.1.19. in funzione di  $r/D$ ,  $H/D$ ,  $Re$  pari a 10300 e 17100 e fori di uscita aperti. Si osserva il secondo massimo relativo per  $H/D=0,25$ , per ambedue i valori di  $Re$ , e per  $H/D=1$  solo per  $Re=17100$ .

In figura II.1.21. si osserva invece l'andamento di  $Nu$  in funzione dello stato dei fori (aperti o chiusi) e del numero di Reynolds per  $H/D=0,25$  (grafico di sinistra) e  $H/D=1$  (grafico di destra). Si nota come l'effetto positivo dovuto all'apertura dei fori ed alla fuoriuscita, quindi, dell'aria calda, si fa sentire solo per  $H/D=0,25$ . Per  $H/D=1$  il fenomeno è trascurabile.

Nel grafico di figura II.1.22. è riportato l'andamento del numero di Nusselt medio ( $Nu$  locale integrato sull'area quadrata, indicata con tratteggio in figura II.1.19.) in

funzione di  $Re$ , per  $S/D=4, 6, 8$ , per  $H/D=1$  e  $6$  e con fori di uscita aperti.

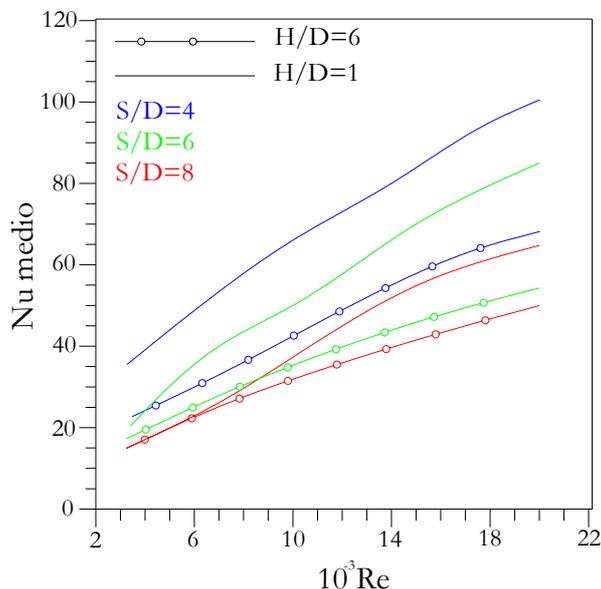


Fig. II.1.22.

#### II.1.5.4. Differenza, nel raffreddamento, tra centro e periferia.

Nell'ambito della stessa ricerca trattata al paragrafo precedente [25], gli autori hanno studiato le differenti condizioni di raffreddamento tra il centro della superficie calda e le zone periferiche della stessa, interessate solo parzialmente dall'azione dei getti di aria.

L'analisi è stata effettuata per  $S/D=6$ , per  $H/D=0,25, 1$  e  $6$  e per  $Re$  pari a 10200 e 17000.

Il valore di  $Nu$  medio è stato calcolato con riferimento al getto centrale, ad un getto laterale e ad un getto d'angolo (figura II.1.23) e la differenza tra i valori misurati non supera il 12%.

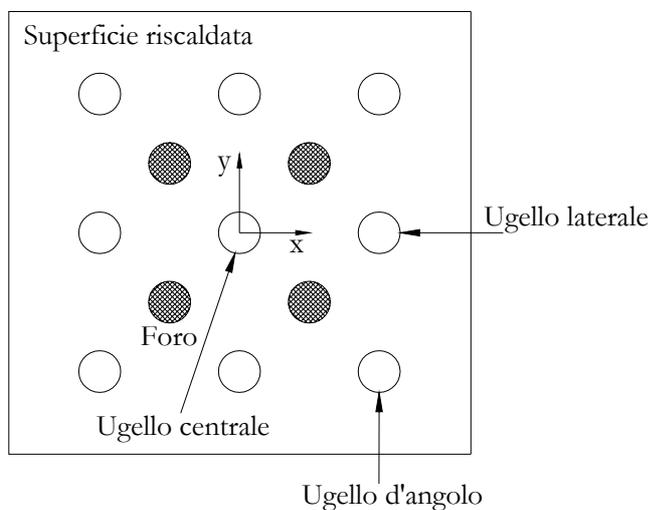


Fig. II.1.23.

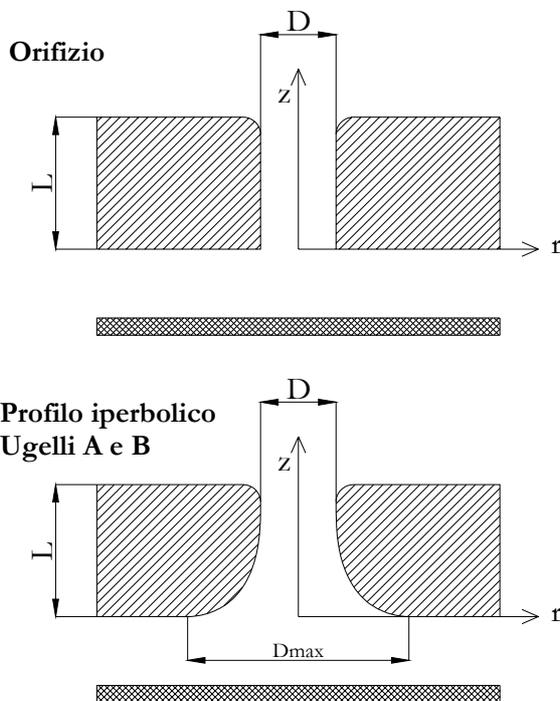
Nella seguente tabella sono riportati i valori del numero di Nusselt medio misurati:

H/D	Getto centrale	Getto laterale	Getto angolare	Griglia intera
6	62,3	62,7	63	62,8
1	83,8	80,6	76,9	79,2
0,25	84,6	78,3	74,2	77,1

Per  $H/D=6$  l'interferenza tra i getti è molto forte e ciò determina un basso valore di Nu. Per  $H/D=1$  l'effetto negativo dovuto all'interferenza viene completamente recuperato. Si noti inoltre che la differenza nel numero di Nusselt tra ugelli laterali e periferici si accentua al diminuire di  $H/D$ .

**II.1.5.5. Effetto dovuto alla geometria dell'ugello.**

Colucci e Viskanta [13] hanno condotto una ricerca su di un sistema costituito da un singolo ugello con getto di aria incidente su di una superficie riscaldata. L'obiettivo era di quantificare la differenza tra i valori di Nu prodotti dall'aria fuoriuscente da ugelli



aventi diversa geometria. Allo scopo sono state utilizzate tre differenti geometrie: un semplice orifizio e due ugelli a profilo iperbolico (figura II.1.24.). Per tutti e due i profili (orifizio ed ugelli) la quota  $D$  è pari a 12,7mm.  $L$  vale invece 19,1mm nel caso dell'orifizio e 25,4mm per i due ugelli. La quota  $D_{max}$  è pari a 19,1mm per il primo profilo iperbolico (A) e 25,4mm per il secondo (B). Il profilo dell'ugello è ricavabile dalla seguente espressione:

$$\frac{z}{L} = \frac{D / D_{Max}}{1 - D / D_{Max}} \cdot \frac{1 - 2r / D_{Max}}{2r / D_{Max}}$$

La ricerca è stata condotta prendendo in

Fig. II.1.24.

considerazione valori di  $H/D$  pari a 0,25, 1 e 6; Reynolds pari a 30000 e 50000.

I risultati ottenuti si possono riassumere come segue:

- Il beneficio nell'utilizzo di un ugello a profilo iperbolico diventa rilevante solo per piccoli valori del rapporto  $H/D$  e per alti valori di Reynolds.
- Per  $H/D=6$  il valore locale di  $Nu$  è praticamente indipendente dalla geometria dell'ugello.
- All'aumentare del numero di Reynolds il valore di  $Nu$  aumenta ovunque per qualsiasi configurazione considerata.
- Come già visto in altri studi, per piccoli valori di  $H/D$  compare un secondo massimo nell'andamento del numero di Nusselt.
- Il secondo massimo relativo diventa più pronunciato all'aumentare di  $Re$  od al diminuire di  $H/D$  e la sua posizione radiale ( $r$ ) aumenta all'aumentare del valore di  $D_{max}$ .
- Con qualsiasi configurazione di ugello il beneficio che si ottiene, in termini di  $Nu$ , nel passare da  $H/D=1$  a  $H/D=0,25$  è irrilevante se non addirittura negativo.
- La presenza di ugelli a profilo iperbolico aiuta a rendere uniforme il valore del coefficiente di convezione sulla superficie da raffreddare.

Nei grafici di figura II.1.25. e II.1.26. è riportato l'andamento di  $Nu$  locale in funzione di  $r/D$  – a partire dal punto di stagnazione – per gli ugelli A e B. I valori di  $Re$  e  $H/D$  considerati sono pari a 20000, 40000, 50000 e 6, 1 rispettivamente. Si noti che in tutti e due i casi non esiste un reale beneficio nel passare da  $H/D=1$  ad  $H/D=0,25$ , tranne che nel caso dell'ugello A per Reynolds pari a 20000.

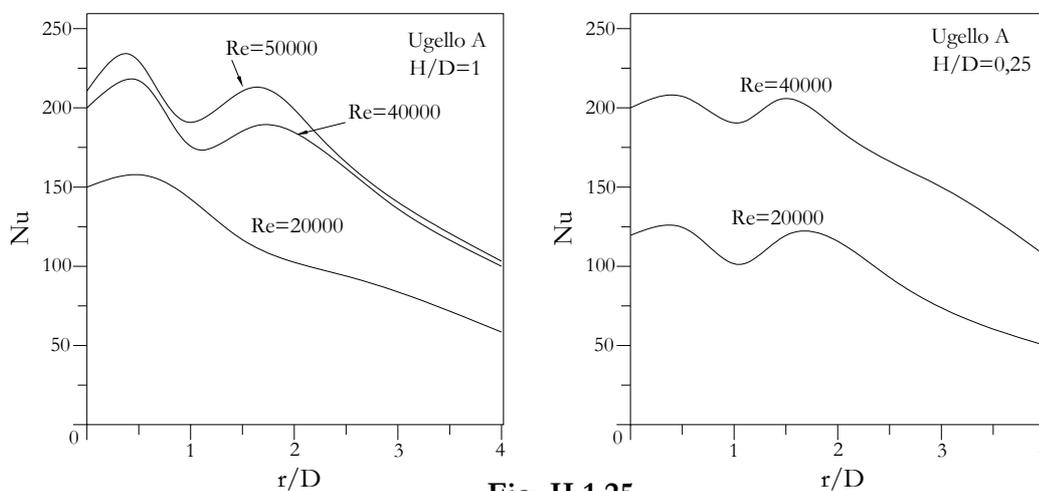


Fig. II.1.25.

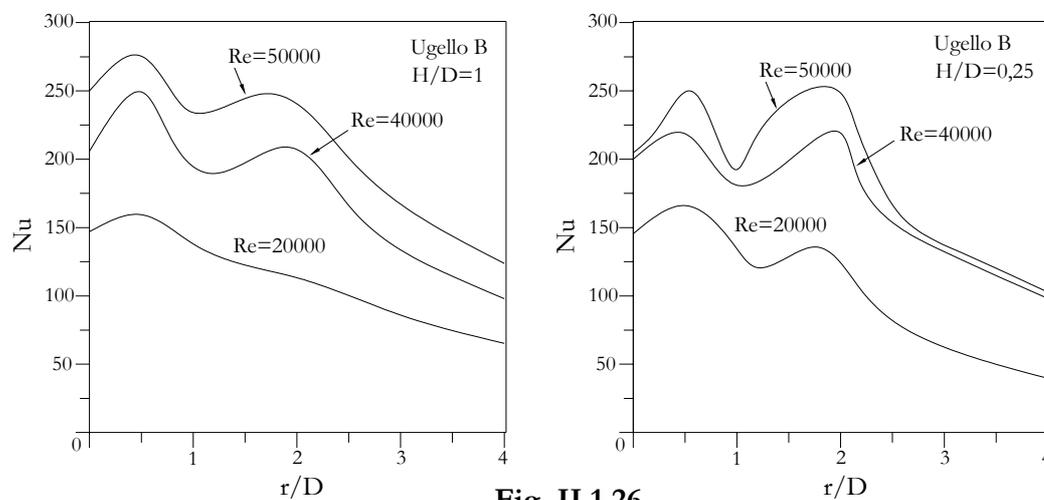


Fig. II.1.26.

Nei grafici di figura II.1.27. è riportato lo stesso andamento nel caso dell'orifizio. Si nota il secondo massimo relativo per  $H/D=1$  ad alto Reynolds.

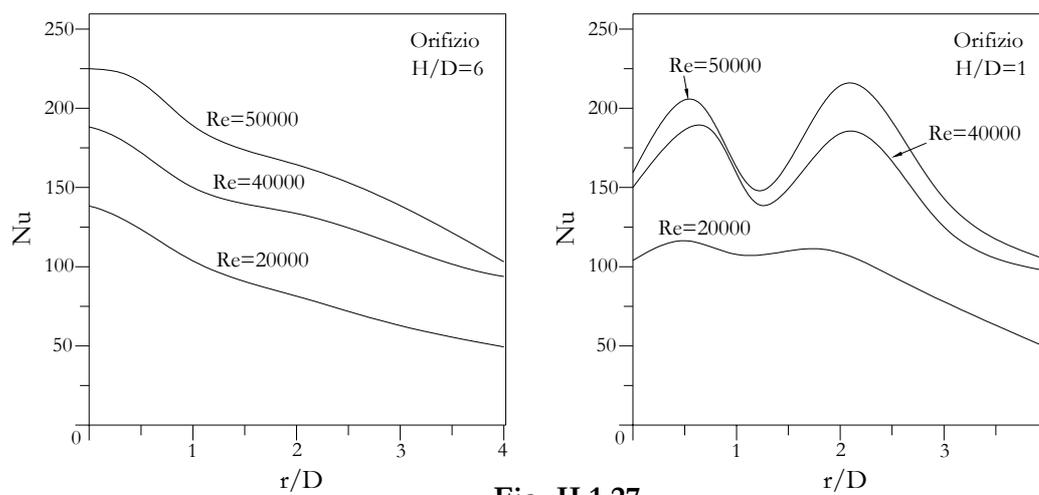
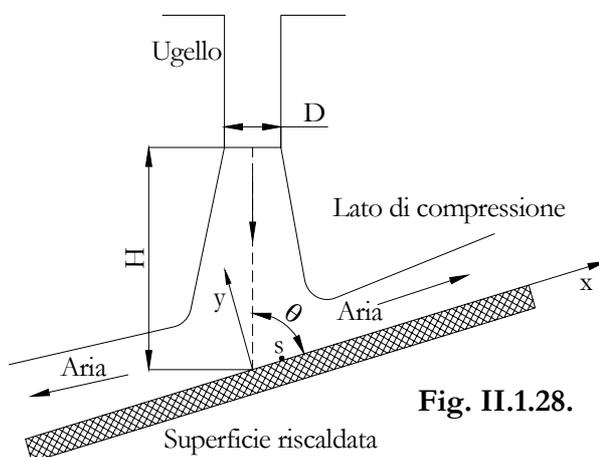


Fig. II.1.27.

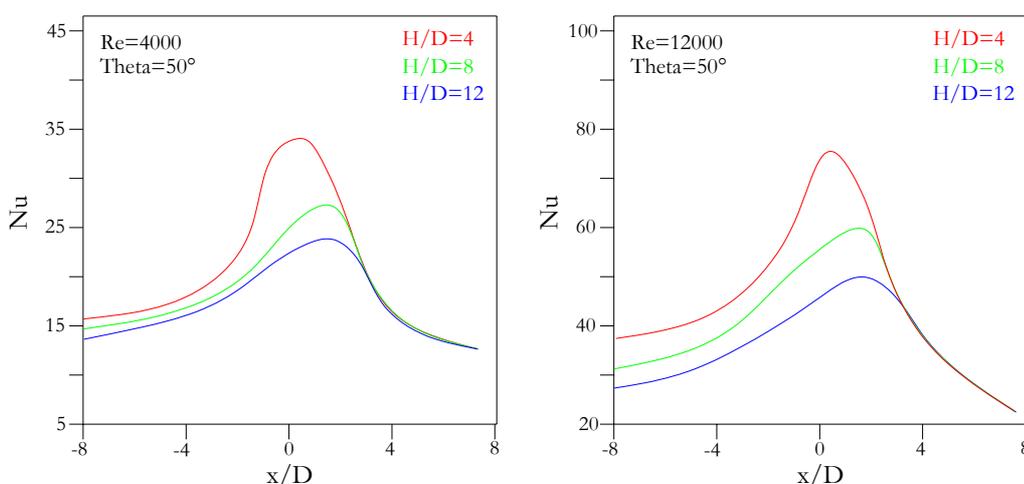
### II.1.5.6. Effetto della non perpendicolarità tra getto e superficie.

Questo effetto è stato studiato relativamente ad un ugello rettangolare [7] e ad uno circolare [53] posizionati, rispetto alla superficie del vetro, in modo tale che il flusso di aria incidente non sia più perpendicolare alla superficie stessa, come invece accadeva nei lavori visti in precedenza.

In tutti e due i casi si verifica la situazione rappresentata in figura II.1.28.: per  $\theta$  diverso da 90 gradi una parte maggiore di aria segue la direzione con minore resistenza sulla superficie, ovvero la direzione in discesa. Nella parte in salita la quantità di aria è minore e si forma una zona di compressione a causa della maggiore difficoltà, incontrata dal flusso, nel risalire sulla superficie. Rispetto agli assi coordinati  $x, y$  l'andamento del numero di Nusselt non è più simmetrico rispetto ad  $y$ , come nel caso di un angolo di incidenza di 90 gradi. Il valore massimo di  $Nu$  infatti diminuisce e si sposta verso la parte in salita della superficie in corrispondenza di un punto indicato con la lettera  $s$  in figura. La diminuzione del valore massimo di  $Nu$ , ed il suo spostamento a monte della superficie, sarà tanto più pronunciato quanto più il valore dell'angolo di incidenza  $\theta$  si discosta da 90 gradi.



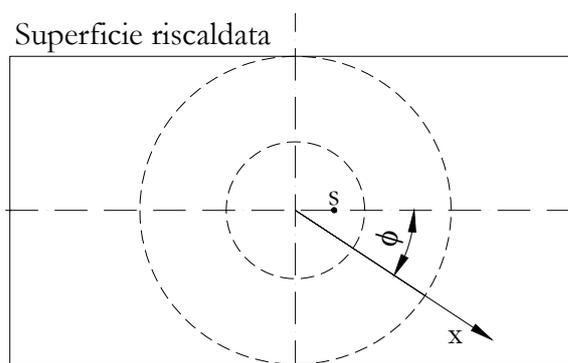
Per quanto riguarda l'ugello rettangolare le misure sono state effettuate per valori di  $Re$  compresi tra 4000 e 12000; per  $H/D$  tra 4 e 12 e l'angolo  $\theta$  variabile tra  $40^\circ$  e  $90^\circ$ . I grafici di figura II.1.29. mostrano l'andamento di  $Nu$  lungo la direzione  $x$ , per  $\theta=50^\circ$ ,  $Re$  pari a 4000 e 12000 e per  $H/D$  pari a 4, 8 e 12.



Nel seguito alcune considerazioni:

- La massima diminuzione misurata del valore di  $Nu_{max}$  a superficie inclinata, rispetto al caso di impatto normale, è del 15%, e la si è ottenuta per  $\theta=40^\circ$ ,  $Re=12000$  e  $H/D=4$ . In tutti i casi in cui  $H/D>4$  tale diminuzione non supera l'11%.
- L'inclinazione della superficie influisce in maniera maggiore sull'andamento di  $Nu$  sulla parte in salita, più che su quella in discesa della superficie stessa, tanto che sulla prima il valore di  $Nu$  diventa insensibile al valore assunto dal parametro  $H/D$  (vedi figura II.1.29).
- Il valore del numero di Reynolds influenza il valore di  $Nu$  ma non sembra giocare un ruolo determinante nello spostamento di  $Nu_{max}$  verso monte.

Per quel che riguarda l'ugello circolare, l'esperimento è stato eseguito per  $Re$  pari a 10000 e 23000 e per  $H/D=2, 4, 7$  e 10. L'angolo di incidenza  $\theta$  varia tra  $40^\circ$  e  $90^\circ$ . Il valore del numero di Nusselt è stato valutato per diverse direzioni radiali a partire da  $x,y=0$  di figura II.1.28., con l'angolo  $\phi$  compreso tra  $0^\circ$  e  $180^\circ$ . In figura II.1.30. è rappresentata la vista dall'alto dello schema di figura II.1.28. con indicato l'angolo  $\phi$ .



**Fig. II.1.30.**

Particolari osservazioni al riguardo sono:

- Lo spostamento del punto di massimo di  $Nu$  risulta sensibile al valore di  $H/D$ . Per piccoli valori di questo parametro infatti si hanno i valori maggiori dello spostamento del massimo verso monte.
- Il valore di  $H/D$  ha una influenza non rilevante sul valore di  $Nu_{max}$ .
- A differenza del caso di ugello rettangolare, il valore del numero di Reynolds influenza lo spostamento di  $Nu_{max}$  verso monte, come si può vedere dal grafico di destra di figura II.1.31., dove è rappresentato l'andamento di  $s/H$  ( $s$  è lo spostamento verso monte del punto di massimo di  $Nu$ ) in funzione dell'angolo di

incidenza  $\theta$  e del numero di Reynolds, per  $H/D=7$ .

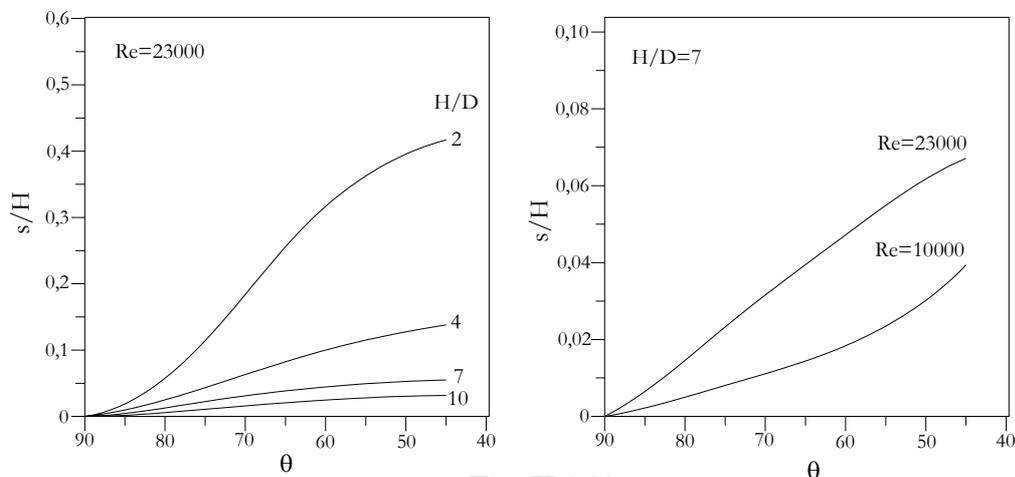


Fig. II.1.31.

Nel grafico di sinistra della stessa figura è invece rappresentato  $s/H$  in funzione di  $\theta$  e di  $H/D$  per  $Re=23000$ .

In figura II.1.32. è rappresentato l'andamento di  $Nu$  in funzione di  $x/D$ , per  $Re=23000$  e  $H/D=7$ . Le curve colorate sono relative ad un angolo di incidenza  $\theta$  pari a  $60^\circ$  per il grafico di sinistra e  $45^\circ$  per quello di destra, mentre le curve tratteggiate ad un angolo di  $90^\circ$  (superficie perpendicolare al getto). Inoltre, le tre curve colorate di un grafico rappresentano il numero di Nusselt misurato in tre diverse direzioni sulla superficie riscaldata (vedi figura II.1.30.), in particolare, nelle direzioni contraddistinte dal valore di  $\phi$  pari a  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  e  $180^\circ$ , la curva rossa, la verde e la blu rispettivamente.

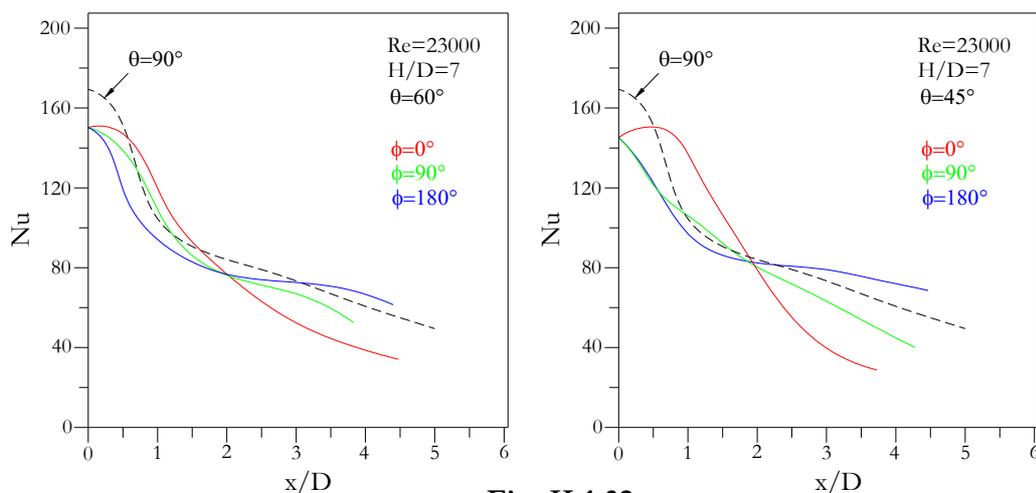


Fig. II.1.32.

### II.1.5.7. Considerazioni riassuntive e di progetto

Alla luce di quanto visto a proposito dei rapporti di ricerca, si riassumono nel seguito le caratteristiche peculiari dei parametri adimensionali del sistema e si procede con l'analisi di una soffiante di tempra esistente.

**H/D.** Al diminuire del suo valore aumenta la sensibilità del sistema – in termini di coefficiente di convezione – alla presenza di fori, all'inclinazione della lastra, alla presenza del secondo massimo relativo di Nu, al fatto che si consideri un punto centrale della superficie od un punto sul suo perimetro. Ciò significa che il raffreddamento della superficie, per piccoli valori di  $H/D$ , è poco “robusto” nei confronti delle variabili al contorno viste.

A proposito del secondo massimo relativo di Nu bisogna dire che esso apporta sicuramente un vantaggio in termini di valore del coefficiente di convezione  $h$ , ma potrebbe risultare controproducente ai fini dell'uniformità del raffreddamento della superficie calda, a causa della presenza di due picchi di raffreddamento molto vicini tra loro. Per quanto riguarda la tempra di lastre di vetro, l'uniformità del raffreddamento gioca un ruolo determinante nel raggiungimento di prefissati standard qualitativi. Si capisce quindi, come sia necessario essere cauti nel ricercare coefficienti di convezione elevati, ed indagare più approfonditamente gli effetti di un doppio picco sull'uniformità del raffreddamento di una lastra di vetro, nell'eventualità che si voglia lavorare con bassi valori di  $H/D$  (i valori normalmente utilizzati, come si vedrà nel seguito, sono infatti molto elevati).

Nu aumenta al diminuire di  $H/D$  ma il beneficio che si ottiene al di sotto di un certo valore (dipendente da  $S/D$ ) non giustifica probabilmente la eventuale poca uniformità di raffreddamento o la elevata sensibilità del sistema nei confronti delle altre variabili. In alcuni casi, come visto, diminuire  $H/D$  porta addirittura ad una diminuzione del valore del numero di Nusselt.

**Re.** Al suo aumentare aumenta anche il valore di Nu. Aumenta, inoltre, la turbolenza del flusso tra superficie e soffiante che può portare ad effetti negativi dovuti al ricircolo di aria (fontana). All'aumentare di Re si accentua inoltre la sensibilità del sistema alla presenza del secondo picco di Nu con le eventuali conseguenze e considerazioni viste

riguardo l'uniformità del raffreddamento a bassi valori di  $H/D$ . Più Reynolds aumenta più il massimo valore di  $Nu$ , nel caso di superficie inclinata, si sposta a monte della superficie stessa. L'effetto è comunque trascurabile rispetto a quello causato da bassi valori di  $H/D$  ed al crescere di questo parametro anche l'effetto di  $Re$  diminuisce.

**S/D.** il suo valore è imprescindibile da quelli di  $H/D$  e  $Re$  ed è fondamentale ai fini del conferimento dell' opportuno valore di Nu medio alla superficie e dell'uniformità del raffreddamento. La sua influenza sul valore di  $Nu$  è ben rappresentata dai grafici di figura II. del paragrafo II.1.4.2. In pratica, al variare di  $S/D$  il valore del coefficiente di convezione aumenta o diminuisce a seconda del valore assunto dal parametro  $H/D$  e dal valore di  $Re$ . Il suo valore (di  $b$ ) è strettamente dipendente dalle condizioni di flusso instauratesi sulla superficie e nei dintorni di essa – interferenza tra i getti principali, presenza di ricircolo –, dipendente a sua volta dalla terna di valori assunti da  $H/D$ ,  $S/D$  e  $Re$ .

**Sp.** Si considera il valore della spaziatura tra sezione di uscita dell'ugello e cielo della soffiante, anche se non trattato nell'ambito delle ricerche viste. Questo perché il volume di aria disponibile al di sopra della superficie riscaldata influisce sul ricircolo di aria di cui si è già parlato, soprattutto ad alti valori del numero di Reynolds. Il valore di  $Sp$  può quindi influire – oltre che sul volume a disposizione dell'aria calda per evacuare all'esterno della zona compresa tra soffiante e superficie – anche sugli scambi termici occorrenti tra aria calda e getti principali (ad opera della fontana) influenzando quindi il valore di  $b$ .

Consideriamo ora le caratteristiche di una soffiante comunemente utilizzata (Soffiante di Riferimento) per la tempra di lastre di vetro piano o curvo:

$$D = 4\text{mm}$$

$$H = 50\text{mm}$$

$$S = 30\text{mm}$$

$$V = 140\text{m/s (Velocità dell'aria all'uscita dagli ugelli)}$$

Da questi valori si ricavano i seguenti parametri adimensionali:

$$H/D = 12,5$$

$$S/D = 7,5$$

$$Re = 35200$$

$$Ar = 0,014$$

Anche se tali valori cadono, in alcuni casi, al di fuori degli intervalli considerati nelle ricerche viste, è lecito estrapolare alcune considerazioni che risultano valide anche per il caso preso in esame.

Considerando la formula del Martin per una griglia multiugello (paragrafo II.1.3) – con i limiti discussi a suo tempo – otterremmo, per i valori della soffiante di riferimento, un valore di Nu pari a 53,7 che significa un valore di  $b$  di 353,2 nel Sistema Internazionale o 0,0084 nel secondo sistema di unità di misura considerato. Ciò è quanto basta (a detta dei grafici del Gardon) per temprare un vetro di 3mm con grado di tempra pari a circa 1200.

Si ricorda che Martin consigliava valori di  $D$ ,  $H$  e  $S$  legati dalle seguenti relazioni per ottenere un coefficiente di scambio termico ottimale:

$$D \cong 0,2H$$

$$S \cong 1,4H$$

Prendendo a riferimento il valore del diametro  $D=4\text{mm}$  – ciò che significa non variare la portata del singolo ugello se si mantiene invariato il valore della velocità  $V$  – si dovrebbe avere di conseguenza  $H=20\text{mm}$  e  $S=28\text{mm}$ . Con questi dati, e  $V=140\text{m/s}$ , si ottiene un valore di Nu pari a 83,3 ed un valore di  $b$  uguale a 548 (S.I.) con un incremento del 55% rispetto alla configurazione di riferimento. Osserviamo che  $S$  è passato da 30mm a 28mm ed è quindi praticamente invariato.  $H$  invece è passato da 50mm a 20mm ed  $H/D$  quindi da 12,5 a 5. Nel caso della soffiante di riferimento, è possibile che ci si trovi in una condizione di forte interferenza tra i getti principali di ugelli adiacenti e che tale interferenza sia preponderante rispetto agli effetti causati dal ricircolo di aria tra vetro e soffiante. Tale interferenza, al diminuire di  $H/D$ , verrebbe fortemente ridotta con i conseguenti benefici visti sul valore di Nu.

La forte interferenza causata da un valore di  $H/D$  pari a 12,5 porta però il vantaggio di avere una superficie molto ben uniformemente raffreddata, senza la presenza, quindi, di picchi di raffreddamento deleteri per la qualità finale del prodotto. Queste

considerazioni permettono di introdurre un concetto importante che ritornerà nel seguito del lavoro: la ricerca del massimo valore di  $h$ , per una determinata configurazione di soffiante, deve scendere a compromessi con il rispetto dell'uniformità del soffiaggio, ed una eventuale modifica ai parametri della soffiante di riferimento, che ne incrementi il valore di  $h$ , deve quindi sempre soddisfare al requisito indispensabile di una adeguata uniformità nel raffreddamento della lastra di vetro.

Un altro concetto fondamentale da introdurre, e che ritornerà in sede di progettazione della soffiante riconfigurabile, riguarda gli aspetti economici della tempra. Le ricerche effettuate analizzano i dati sperimentali alla luce del valore del numero di Nusselt, ed il loro obiettivo principale è quello di fornire indicazioni utili alla determinazione di una configurazione di parametri ottimale in termini di massimo valore del coefficiente di convezione e di uniformità di raffreddamento. Il Martin in particolare fornisce i valori, da lui determinati sperimentalmente, relativi ad una configurazione ottima. Ciò di cui non si tiene conto in questi risultati è della portata di aria per unità di superficie del vetro da trattare, e della velocità dell'aria in termini di prevalenza da imporre. Portata di aria e prevalenza da imporre determinano infatti le caratteristiche dimensionali della girante da dover utilizzare che rappresenta, da sola, il 50% del costo di un impianto di formatura e tempra.

La portata di aria per unità di superficie diminuisce:

- Con il quadrato del diametro della sezione degli ugelli:  $D^2$
- Con la velocità dell'aria:  $V$
- Con l'inverso della spaziatura  $S$  tra ugelli:  $1/S$

La prevalenza da imporre varia invece:

- Con il quadrato della velocità:  $V^2$

Proviamo allora a modificare la configurazione della soffiante di riferimento in modo da ottenere lo stesso valore del coefficiente di convezione  $h$  secondo la formula del Martin. Non si tiene in conto per ora, per semplicità, dell'effetto sull'uniformità del raffreddamento. Ponendo:

$$D = 6\text{mm}$$

$$H = 50\text{mm}$$

$$S = 50\text{mm}$$

$$V = 130\text{m/s}$$

si otterrebbe, secondo il Martin, un valore del coefficiente di convezione pari a 349 (S.I.), praticamente identico a quello della soffiante di riferimento. Se paragoniamo però le due soluzioni dal punto di vista dei costi osserviamo che la soluzione di riferimento, a parità di dimensioni del vetro, non solo ha bisogno del 33% in più di portata di aria rispetto alla soluzione modificata e di 10m/s in più di velocità dell'aria, ma necessita addirittura di un numero di ugelli 2,8 volte superiore a causa del valore della spaziatura S inferiore di 20mm rispetto alla seconda soluzione. Da un punto di vista economico la scelta è immediata. Resterebbe naturalmente da verificare che la nuova configurazione rispetti la condizione di un raffreddamento uniforme.

## II.2. ANALISI DELLA FORMATURA CON CODICE AGLI ELEMENTI FINITI

### II.2.1. PRIMI MODELLI E VERIFICHE DI CONVERGENZA

Il modello preso in considerazione è un modello bidimensionale di una lastra di vetro quadrata di dimensioni 0,5m x 0,5m per 3mm di spessore. In figura II.2.1. è rappresentato il modello utilizzato per l'analisi agli elementi finiti. Risulta visibile lo spessore di 3mm ed un lato di 0,5m mentre il secondo lato di 0,5m giace sull'asse perpendicolare al piano del foglio ed è quindi occultato.



Fig. II.2.1.

L'intervallo di tempo preso in considerazione nella analisi FEM corrisponde al periodo compreso tra l'istante in cui la lastra esce dal forno e la fine della fase di formatura. Durante questo intervallo di tempo la lastra viene ad agire termicamente con l'ambiente circostante e viene ad essere sottoposta alla azione deformante della forza di gravità (l'ausilio di un maschio di pressa non è stato per il momento preso in considerazione e sarà oggetto dei paragrafi successivi).

Come già descritto al paragrafo I.1.1., la lastra subisce una prima fase di riscaldamento in forno, dopo la quale la sua temperatura sarà compresa tra circa 670°C e 720°C. Le prime elaborazioni sono state effettuate a temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno; successivamente è stata considerata la lastra con una disuniformità nella distribuzione di temperatura, rappresentata da strisce a temperatura più elevata.

Dopo la fase di riscaldamento la lastra viene trasportata, con l'ausilio di rulli di movimentazione, nella zona di formatura, ove assumerà la forma voluta. Esiste quindi un intervallo di tempo, di circa 2 secondi, durante il quale la lastra si raffredda senza che essa si deformi (se si trascura l'azione meccanica dei rulli sulla lastra di vetro in movimento) che corrisponde al tempo di trasporto in zona di formatura. Nella fase

successiva entra in gioco l'azione della forza di gravità mentre lo scambio termico con l'ambiente circostante è sempre attivo. Per quanto riguarda quest'ultimo, trascurando l'interazione tra rulli e lastra di vetro, i "veicoli" di scambio principali risultano costituiti dalla convezione e dall'irraggiamento. Lo schema sottostante riassume la situazione presa in considerazione nella analisi agli elementi finiti.

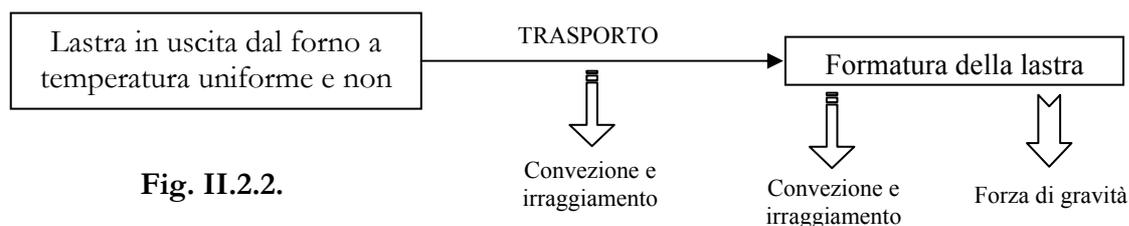


Fig. II.2.2.

### II.2.1.1. Procedura di calcolo

Con riferimento alla situazione in cui la temperatura della lastra all'uscita dal forno sia uniforme, il calcolo della deformata è stato effettuato per cinque valori di tale temperatura e precisamente: 670, 680, 690, 700 e 710°C.

Per quanto riguarda invece le simulazioni con disuniformità nella temperatura, in un modello si è ipotizzata una temperatura di 670°C su tutta la lastra tranne che su di una striscia larga 10cm compresa tra il valore di 0.07m e 0.17m della coordinata y (Fig. II.2.3.).



Fig. II.2.3.

Tale analisi è stata effettuata al fine di valutare qualitativamente la congruenza tra la deformata risultante e quella che realmente ci si aspetterebbe in tali condizioni termiche ("ingobbimento" del vetro in corrispondenza della striscia a temperatura più elevata). In altri modelli sono state prese in considerazione ulteriori configurazioni della disuniformità di temperatura, come verrà descritto nel seguito.

Le simulazioni sono state suddivise in due elaborazioni principali. E' stata prima eseguita una analisi termica transitoria per simulare i processi di scambio termico tra

vetro ed ambiente circostante dal momento dell'uscita della lastra dal forno al momento di fine formatura. In seguito, i dati in uscita da questo calcolo, sono stati utilizzati in ingresso per il calcolo della deformata della lastra di vetro. Dall'uscita del vetro dal forno di riscaldamento alla fine della formatura trascorrono nella realtà circa 6 - 8 secondi mentre il tempo totale preso in considerazione per la simulazione è di 14 secondi, comprensivi di 2 secondi di trasporto e 12 secondi di formatura. Il motivo per cui è stato preso in considerazione un tempo più grande è dato dalla possibilità di rendere meglio evidente l'effetto "gelante" della temperatura sulla deformazione della lastra di vetro. In 14 secondi la diminuzione di temperatura, e la conseguente drastica riduzione di viscosità, è tale infatti da rendere più facilmente apprezzabile il rallentamento nella velocità di deformazione della lastra di vetro. La viscosità del materiale è infatti notevolmente dipendente dalla temperatura che, nell'intervallo di raffreddamento da  $670^{\circ}\text{C} - 700^{\circ}\text{C}$  a  $520^{\circ}\text{C} - 540^{\circ}\text{C}$ , ha l'effetto di aumentare il valore della viscosità di un fattore dell'ordine di  $1e5$ .

In una prima procedura utilizzata per il calcolo della deformata è stato effettuato un primo calcolo termico transitorio (THT, da Transient Heat Transfer) dei 2 secondi relativi allo spostamento iniziale della lastra dal forno alla zona di formatura. I dati di temperatura alla fine dei 2 secondi sono stati quindi utilizzati come dati di temperatura iniziali per una seconda analisi THT di 12 secondi, i cui dati in uscita sono stati infine utilizzati per l'analisi meccanica della lastra di vetro in fase di formatura (analisi MES da Mechanical Event Simulation). La analisi meccanica MES della lastra sotto l'azione della gravità ha quindi in ingresso i dati di temperatura relativi agli ultimi 12 secondi di simulazione del transitorio termico. Tale procedura (Fig. II.2.4.) è derivata dalla considerazione che l'analisi meccanica della formatura della lastra investe solo gli ultimi 12 secondi di calcolo (esclusi quindi i 2 secondi di trasporto della lastra) e per la mancanza di una conoscenza approfondita del Software ALGOR®.

### 1°Procedura

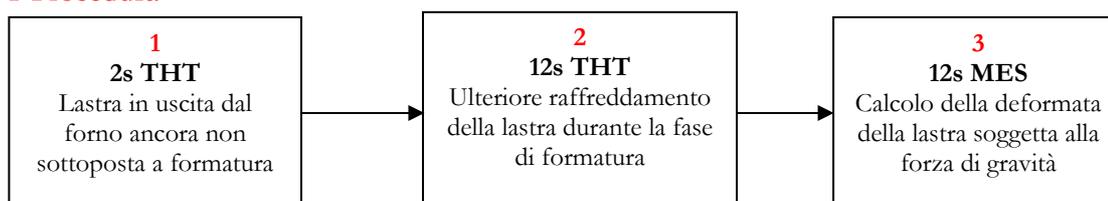


Fig. II.2.4.

Dato che il calcolo MES è stato eseguito unicamente per gli ultimi 12 secondi di raffreddamento, nessuna “informazione” (spostamenti e sollecitazioni) relativa ai primi due secondi è contenuta nel risultato finale della deformata.

Alcune considerazioni successive e l’approfondimento nella conoscenza del software ha portato ad adottare una nuova procedura di calcolo che tiene in considerazione, nel calcolo MES, anche dei primi 2 secondi di raffreddamento durante i quali la lastra è soggetta a stress termici ma non ancora all’effetto deformante principale dato dalla forza di gravità. E’ stata in pratica effettuata una prima analisi del transitorio termico relativamente all’intero periodo di interesse della durata di 14 secondi. I dati in uscita sono stati quindi utilizzati in ingresso per il calcolo meccanico MES nel quale, per i primi due secondi di simulazione è stata “disattivata” la forza di gravità, grazie all’opportuno utilizzo delle curve di carico implementate in ALGOR®. E’ interessante notare che l’effetto del “vuoto informativo” relativo ai primi due secondi di contrazione del materiale, determinato dall’adozione della prima procedura di calcolo, ha portato a calcolare valori della deformata inferiori di circa il 7% rispetto ai valori ottenuti con la nuova procedura di 14 secondi sopra accennata nella quale è stata presa in considerazione la contrazione ed il conseguente tensionamento della lastra durante i primi due secondi di trasporto. La prima procedura di calcolo è stata adottata per una prima simulazione della fase di formatura con lastra a temperatura uniforme di 700°C all’uscita dal forno, ed è stata in seguito abbandonata per utilizzare la seconda più valida procedura (Fig. II.2.5).

### 2° Procedura

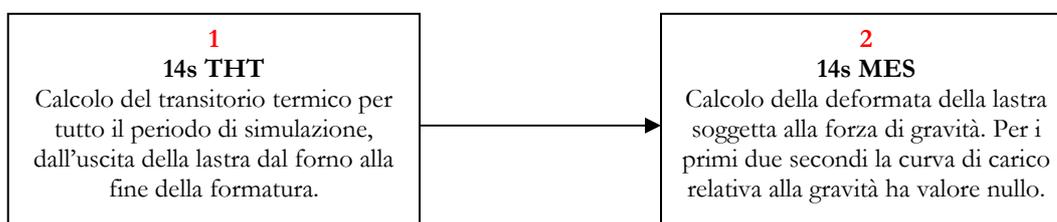


Fig. II.2.5.

#### II.2.1.2. Parametri di calcolo: caratteristiche del vetro

Nell’intervallo di temperatura che interessa la simulazione (530°C – 710°C) il vetro ha un comportamento viscoplastico e le sue caratteristiche dipendono fortemente dalla

temperatura. Vista la difficoltà però di reperire dati relativi ai valori della tensione di snervamento e del modulo di Young “plastico” del vetro alle varie temperature si è proceduto considerando un modello viscoelastico; rimandando quindi eventuali affinamenti a fasi successive della ricerca.

I dati riportati da Schott mostrano una rapida diminuzione del valore del modulo di Young da 63GPa alla temperatura di 540°C al valore di circa 8GPa alla temperatura di 690°C – 700°C (Fig.II.2.6).

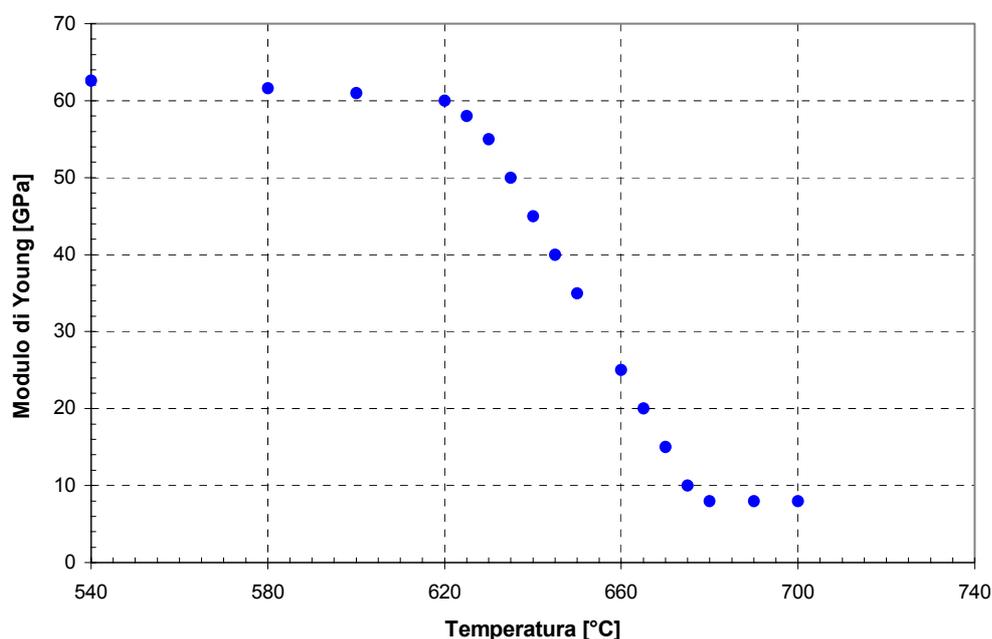


Fig. II.2.6.

Dipendenti dalla temperatura sono anche il calore specifico a pressione costante  $C_p$  del vetro, il coefficiente di espansione termica  $\alpha$  e la conducibilità termica del vetro  $\lambda$ . I valori riportati da Schott per tali parametri sono pari a:

$$C_p = 1000 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$$

$$\alpha = 90 \cdot 10^{-7} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 1,2 \text{ J}/(\text{m s } ^\circ\text{C})$$

Su diversi manuali è riportato il valore di  $C_p$  alla temperatura di 25°C e 500°C. Il Colombo riporta rispettivamente i valori di 790 e 1249 J/(kg °C) per un vetro sodocalcico. Per lo stesso tipo di vetro l'Ullmanns riporta i seguenti valori: 720 e 1115 J/(kg °C) ancora a 25°C e 500°C. Le norme UNI EN 572-1 riportano un valore di 720 J/(kg

°C) per un vetro silicato sodo-calcico a temperatura ambiente. Le differenze mostrate derivano dalla composizione del vetro. Tutti i testi citati non danno la composizione precisa del vetro sodo-calcico considerato, le cui caratteristiche possono variare notevolmente al variare delle percentuali degli elementi presenti. Un vetro silicato sodo-calcico è definito dalla norma UNI EN sopra citata come un vetro con la seguente composizione:

Biossido di Silicio (SiO <sub>2</sub> )	69% - 74%
Ossido di Calcio (CaO)	5% - 12%
Ossido di Sodio (Na <sub>2</sub> O)	12% - 16%
Ossido di Magnesio (MgO)	0% - 6%
Ossido di Alluminio (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	0% - 3%

Il vetro da noi considerato presenta invece la seguente composizione:

Biossido di Silicio (SiO <sub>2</sub> )	71,4%
Ossido di Calcio (CaO)	8,7%
Ossido di Sodio (Na <sub>2</sub> O)	13,2%
Ossido di Magnesio (MgO)	3,7%
Ossido di Alluminio (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	1,4%
Ossido di Potassio (K <sub>2</sub> O)	0,8%

Risulta chiara quindi la difficoltà di trovare un valore preciso del parametro  $C_p$  nella letteratura scientifica: il suo valore è così sensibile alla variazione della composizione del vetro che non è praticamente possibile riportare su di un testo tutte le curve parametro-temperatura per tutte le diverse possibili composizioni. Unica possibilità è quella di avere le relazioni di dipendenza (ad esempio in base a coefficienti moltiplicatori) tra  $C_p$  e percentuali degli ossidi presenti nel vetro.

Analogo discorso vale anche per i valori della conducibilità termica e del coefficiente di espansione termica. Il Colombo riporta due valori di  $\lambda$  a 0°C e a 100°C che sono rispettivamente di 1,004 e 1,129 J/(m s °C) mentre l'Ullmanns riporta un valore di 0,76 J/(m s °C) a temperatura ambiente e le norme UNI un valore di 1 J/(m s °C) sempre a temperatura ambiente. Nel Manuale del Vetro è infine riportato un valore di 1 J/(m s °C) senza riferimenti alla temperatura.

I valori di  $\alpha$  risultano pari a  $86 - 90 \cdot 10^{-7} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  (Colombo) e  $90 \cdot 10^{-7} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  (UNI e Man. del Vetro), validi in un intervallo di temperatura compreso tra  $0^\circ\text{C}$  e  $300^\circ\text{C}$ .

Il valore del coefficiente di Poisson  $\nu$ , riportato in tutti i test presi in esame, è pari a  $0,2 \div 0,22$  e lo si può ritenere costante fino ad una temperatura di circa  $650^\circ\text{C}$ .

La emissività del vetro, importante per il calcolo dello scambio termico per irraggiamento, risulta pari a  $0,837$  come riportato sul Manuale del Vetro.

Per modellizzare il comportamento viscoelastico del vetro il programma ALGO® utilizza la formulazione riportata da Bathe a meno di un quarto coefficiente ed un termine esponenziale che ancora non sono stati implementati nella procedura di calcolo di ALGOR®. Tale formulazione è definita: “Legge di scorrimento viscoso uniassiale” (Uniaxial creep law) e riporta la deformazione viscosa  $\varepsilon$  come funzione della sollecitazione effettiva  $\sigma$  e del tempo  $t$  secondo la seguente equazione:

$$\varepsilon = C_1 \cdot \sigma^{C_2} \cdot t^{C_3}$$

Il programma ALGOR richiede in pratica di inserire i valori dei coefficienti  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  in funzione della temperatura. Utilizzando la legge della deformazione viscosa data da Maxwell, secondo la quale  $\varepsilon$  è proporzionale al tempo  $t$  ed inversamente proporzionale alla viscosità  $\eta$  del materiale, è possibile imporre i coefficienti  $C_2$  e  $C_3$  uguali a 1 ed il coefficiente  $C_1$  pari all'inverso della viscosità del materiale.

Passo successivo è stato quindi quello di andare a definire la curva di viscosità del materiale nell'intervallo di temperatura di interesse.

Una legge sperimentale molto usata nella pratica per la determinazione della viscosità di un materiale per vari valori della temperatura è la formula VFT (Vogel, Fulcher, Tamman). Essa esprime il logaritmo della viscosità (in poise) in funzione della temperatura (in  $^\circ\text{C}$ ) e di tre costanti secondo la seguente equazione:

$$\log \eta = A + \frac{B}{T - T_0}$$

in cui le tre costanti  $A$ ,  $B$  e  $T_0$  devono essere determinate sperimentalmente o tramite l'ausilio di coefficienti tabulati, dipendenti della esatta composizione del vetro. Per il vetro di nostro interesse i valori delle tre costanti, fornite dalla Techint, risultano pari a:

$A = -1,79$

$B = 4601,3$

$T_0 = 241,18$

Con questi valori è stata determinata la curva di figura II.2.7. esprimente la dipendenza tra il  $\log \eta$  in poise e la temperatura  $T$  in °C. In figura II.2.8. sono riportati i valori di viscosità per diversi valori di temperatura inseriti nel codice ALGOR®.

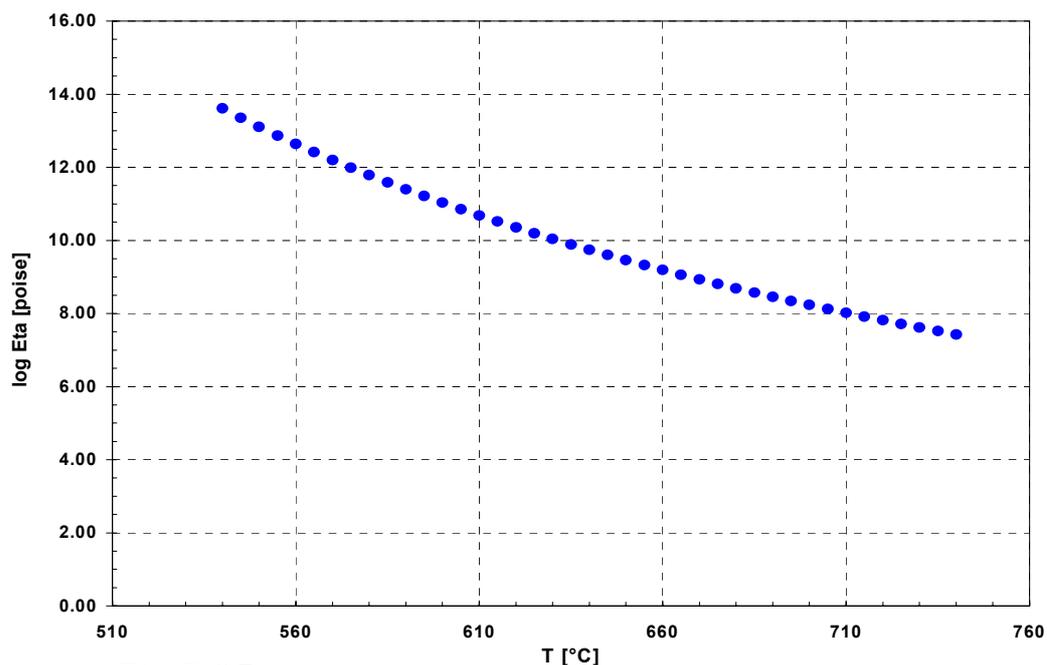


Fig. II.2.7.

T (°C)	log Eta (poise)	Eta-1 (1/Pa*s)
500	15.99	1.0124E-17
520	14.72	1.9198E-16
540	13.61	2.4536E-15
560	12.64	2.2766E-14
580	11.79	1.6232E-13
600	11.03	9.2943E-13
620	10.35	4.4252E-12
640	9.74	1.8013E-11
660	9.19	6.4112E-11
680	8.69	2.0322E-10
700	8.23	5.8248E-10
720	7.82	1.5288E-09
740	7.43	3.7133E-09
760	7.07	8.4224E-09

Fig. II.2.8.

La precisa determinazione della viscosità del materiale è di fondamentale importanza per ottenere dei risultati affidabili nelle simulazioni agli elementi finiti. Piccole variazioni

nella composizione del vetro possono determinare una grande differenza nel comportamento dello stesso alle alte temperature. I coefficienti della curva VFT determinati sono stati ricavati prendendo in esame la esatta composizione del vetro di nostro interesse e risultano essere di più che sufficiente utilità per gli scopi di questa prima fase di verifica del modello FEM. Le curve viscosità-temperatura relative ad un vetro sodocalcico che si trovano su diversi testi scientifici non si sono rivelate strumenti idonei per determinare con sufficiente precisione i valori di viscosità. Senza contare gli errori, già di per se notevoli, che si commettono nel tentativo di ottenere valori numerici da un grafico riportato su di un libro, le curve riportate sono, come già accennato, relative ad un generico vetro sodocalcico, senza alcun riferimento alla sua esatta composizione.

### II.2.1.3. Parametri di calcolo: caratteristiche al contorno

Si è già visto come, a parte la forza di gravità cui è soggetta la lastra in fase di formatura, lo scambio termico per convezione ed irraggiamento tra la lastra di vetro e l'ambiente circostante è presente per tutto il periodo, della durata di 14 secondi, compreso tra il momento dell'uscita della lastra dal forno fino al completamento della formatura. Per quanto riguarda la convezione L'Ullmanns riporta un valore del coefficiente di convezione in aria "libera" compreso tra 4 e 50 J/(m<sup>2</sup> s °C). Il valore scelto per il calcolo, pari a 15 J/(m<sup>2</sup> s °C), corrisponde approssimativamente alle condizioni reali riscontrate sul campo. Dai dati sperimentali rilevati risulta inoltre una temperatura ambiente di circa 35°C. Per quanto riguarda l'irraggiamento, si ha bisogno del coefficiente di emissività del vetro che, come riportato nel manuale del vetro, risulta pari a 0,837.

### II.2.1.4. Simulazioni

Per la modellizzazione della lastra è stata utilizzata una mesh di elementi bidimensionali di dimensione 0,375mm x 0,384mm (Fig. II.2.9.). Ciò è risultato dal suddividere il lato di 0,5m in 1300 parti e lo spessore di 3mm in 8 parti. Il numero totale di elementi risulta di 10400 e quello di nodi di 11709. Tale scelta è derivata da

alcuni calcoli preliminari effettuati con diverse mesh, dai quali è risultata l'inutilità (per questa fase di studio) di utilizzare mesh più fitte, visto che la differenza nel calcolo della deformata massima della lastra non va oltre alcune unità percentuali (4%-8%).

In questa prima fase si è ritenuto opportuno modellizzare l'appoggio della lastra nella fase di formatura con due vincoli ai nodi estremi della mesh bidimensionale che impediscono gli spostamenti dei due nodi nella direzione dell'asse z. Ulteriori vincoli non sono necessari non avendo trattato un modello tridimensionale. La schematizzazione dei vincoli è visibile in figura II.2.1. ove sono rappresentati dai due cerchietti ai lati estremi della lastra.

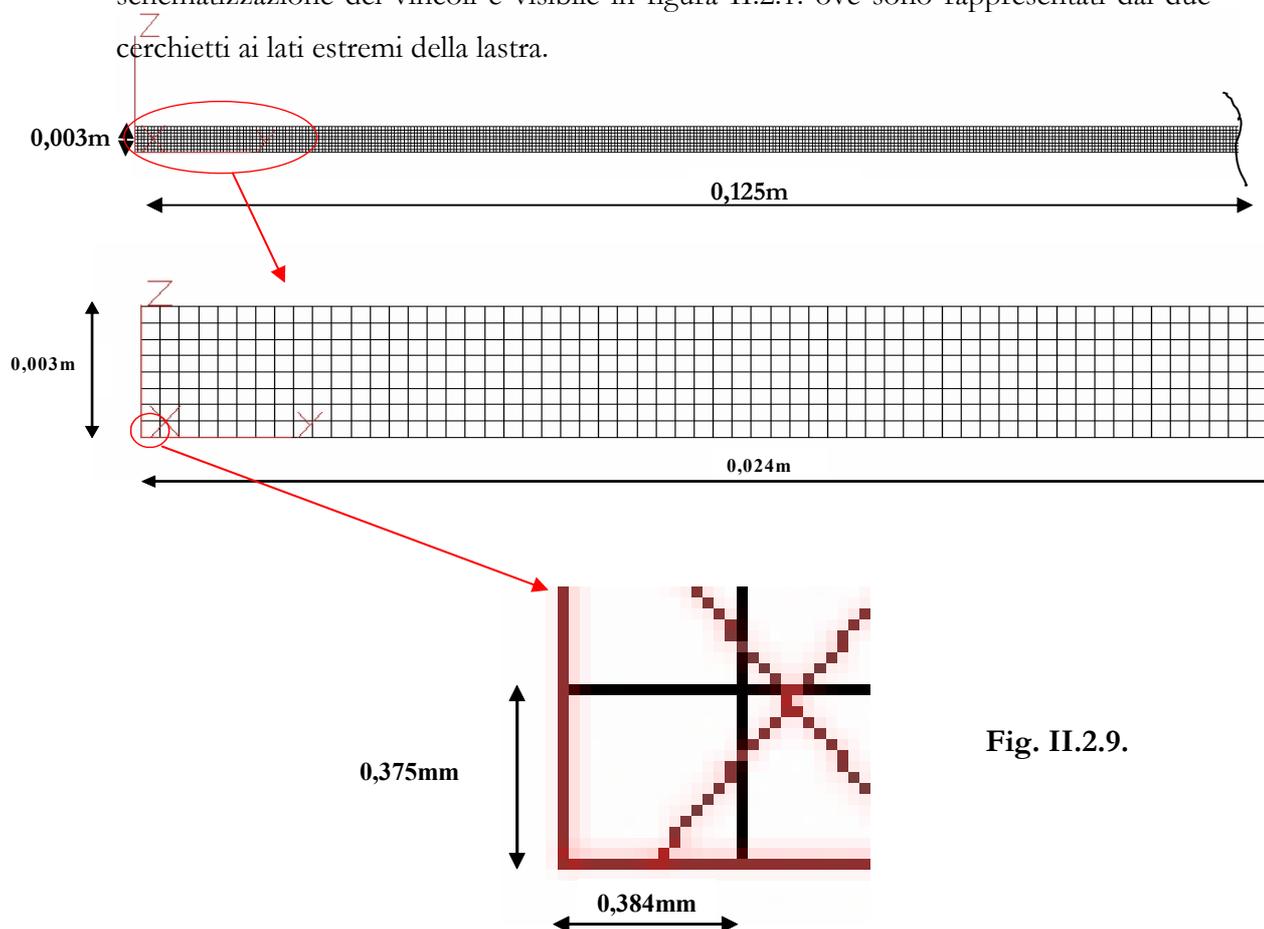


Fig. II.2.9.

Una prima simulazione è stata effettuata prendendo in considerazione i seguenti parametri:

Densità:	2230 kg/m <sup>3</sup>
Calore specifico:	1000 J/(kg °C)
Conducibilità termica:	1,2 J/(s m °C)

Coeff. di espansione termica:	88e-7 1/°C
Emissività:	0,837
Coeff. di Poisson	0,2

per quanto riguarda le caratteristiche del vetro. Sono stati inoltre presi in considerazione i valori di viscosità del vetro già discussi nel paragrafo II.2.1.2. e riportati in Fig. II.2.8. Per quanto riguarda i parametri di scambio termico, sono stati presi in considerazione i seguenti valori già discussi nel paragrafo II.2.1.3. relativo alle condizioni al contorno:

Coeff. di convezione:	15 J/(s °C m <sup>2</sup> )
Temperatura ambiente:	35 °C

La procedura utilizzata in questa prima fase di elaborazione è la prima, rappresentata in Fig.II.2.4., ossia quella che non tiene conto dei primi due secondi di transitorio termico all'uscita dal forno nel calcolo della deformata (MES). L'unica simulazione eseguita con tale procedura è relativa alla temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno pari a 700°C. Dopo questa unica analisi si è ritenuto opportuno aggiornare la procedura per le successive simulazioni.

Nei primi due secondi di simulazione la temperatura della lastra diminuisce dal valore uniforme di 700°C ai valori estremi di:

$$645,7^{\circ}\text{C} \div 685,25^{\circ}\text{C}$$

Il valore inferiore di temperatura si riferisce agli spigoli estremi della lastra, ove lo scambio termico è più rapido (Fig.II.2.10.), il valore superiore al cuore dello spessore. In superficie otteniamo una temperatura di 662.2°C.

**Time: 2 secs.**

#### Temperature

	685.25
	679.6
	673.95
	668.3
	662.65
	656.99
	651.34
	645.69

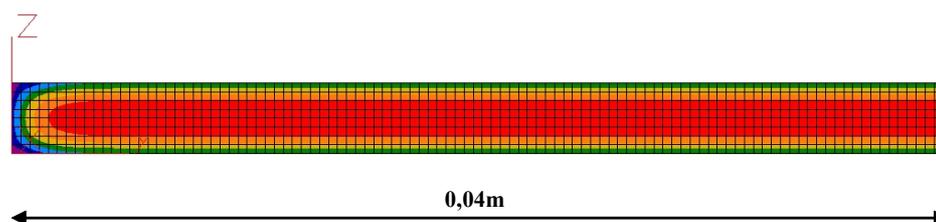


Fig. II.2.10.

La successiva simulazione di dodici secondi ha dato i seguenti risultati relativi alla temperatura agli spigoli della lastra, in superficie e nel cuore:

**509,7°C 551,6°C 569,1°C**

Prendendo in considerazione i valori di temperatura sulla superficie del vetro, si è calcolata una diminuzione di temperatura di **148,4 °C** in 14 secondi totali, valore che corrisponde approssimativamente al valore di **10°C/s** di raffreddamento riscontrato sperimentalmente sulla lastra. La figura II.2.11. mostra la distribuzione di temperatura nella parte sinistra della lastra alla fine dei dodici secondi di simulazione. Le figure II.2.12. e II.2.13. mostrano le distribuzioni di temperatura al centro ed in corrispondenza dello spigolo destro della lastra. Come si può osservare la distribuzione è simmetrica rispetto al centro della lastra e già a partire da una distanza di 6 ÷ 7 millimetri dagli spigoli la distribuzione di temperatura è pari a quella che si ritrova nella parte centrale.

**Time: 12 secs.**

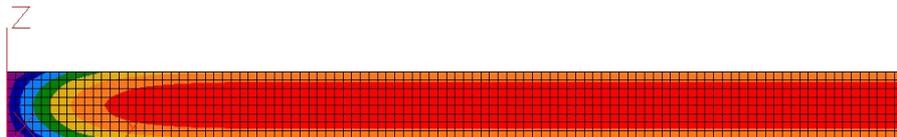
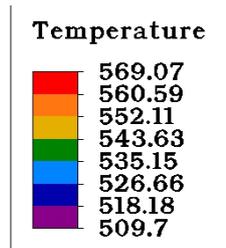


Fig. II.2.11.

**Time: 12 secs.**

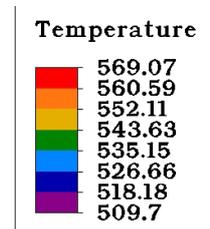


Fig. II.2.12.

Time: 12 secs.

Temperature

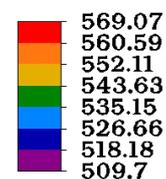


Fig. II.2.13.

Calcolato il transitorio termico di 12 secondi, il file di dati risultante è stato utilizzato come file di dati di temperatura in ingresso al calcolo della deformata, durante il quale la lastra è soggetta alla forza di gravità. Il valore della deformata massima calcolata al centro della lastra è pari a **3,36mm**. La figura II.2.14. mostra la deformata risultante da questa simulazione. La deformata massima risultante è piccola e poco visibile, essendo modesto il valore scelto per la larghezza della lastra di vetro (0,5m). Per questo motivo nella figura II.2.14., come in tutte le successive figure raffiguranti le deformate calcolate, è stato raddoppiato il fattore di scala del disegno. I valori riportati nel riquadro in alto a destra sono comunque i valori esatti.

Time: 12 secs.

Displacement

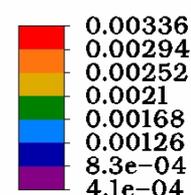


Fig. II.2.14.

Come già accennato, si è ritenuta a questo punto necessaria la adozione di una diversa procedura di calcolo per fare in modo che l'elaborazione della deformata prendesse in considerazione anche gli stress termici derivanti dai primi due secondi di raffreddamento, durante i quali la lastra viene trasportata dal forno alla zona di formatura. Lo schema della procedura aggiornata è riportato in figura II.2.5. e prende in

considerazione un unico transitorio termico di 14 secondi, il cui risultato è stato poi utilizzato come ingresso al calcolo MES.

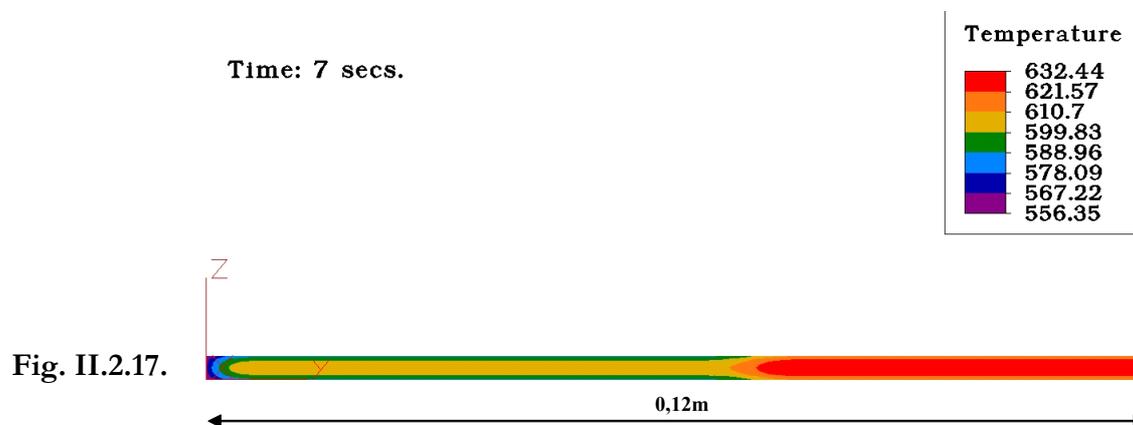
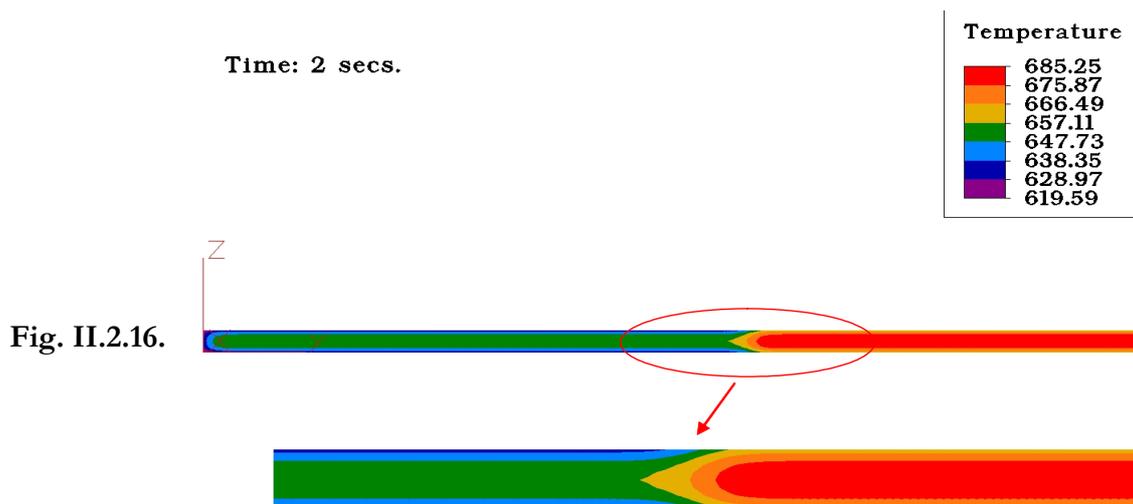
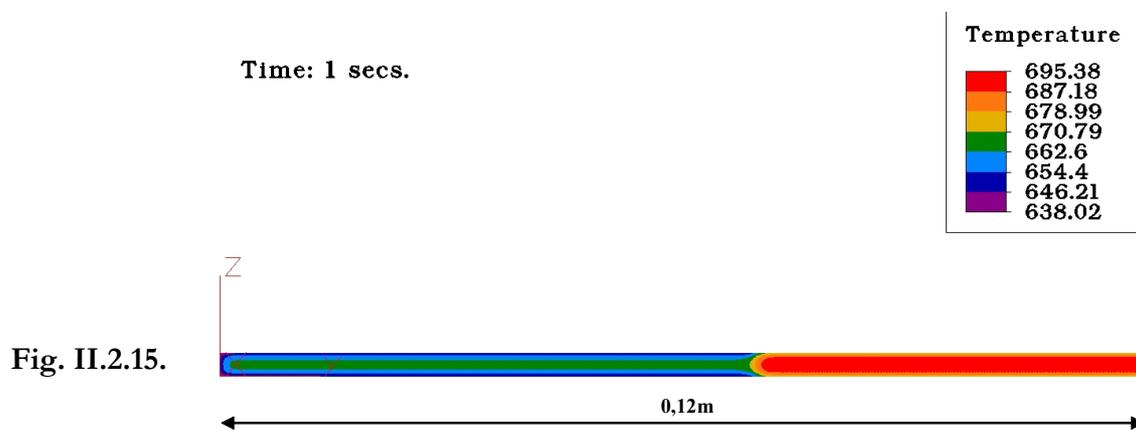
Con questa nuova procedura si sono andati a calcolare i transitori termici relativi a cinque differenti valori di temperatura uniforme della lastra di vetro all'uscita dal forno: 670°C, 680°C, 690°C, 700°C e 710°C. Un'ulteriore analisi è stata effettuata relativamente ad una distribuzione di temperatura non uniforme della lastra. Come già accennato in precedenza è stata considerata la lastra a temperatura di 670°C con una striscia di 10cm (compresa tra i valori di 0,07m e 0,17m della coordinata y, Fig.II.2.3.) a temperatura di 700°C. Tale analisi aveva lo scopo di verificare più approfonditamente la convergenza del modello FEA utilizzato, confrontando la deformata ottenuta dal calcolo con la deformata che si otterrebbe realmente in produzione in una lastra soggetta a tali condizioni termiche. Quello che si osserverebbe in questo caso sarebbe un evidente “ingobbimento” della deformata in corrispondenza della striscia a temperatura più elevata, per effetto dei diversi valori di viscosità del vetro che alla temperatura di 670°C è circa 6,3 volte maggiore di quello a 700°C.

Il valore della temperatura agli angoli estremi della lastra (valore minimo), sulla superficie e nel cuore della lastra (valore massimo) risultanti dal calcolo sono pari a:

<b>Temperatura uniforme all'uscita dal forno</b>	<b>T [°C]</b>		
670°C	491,0	530,7	547,2
680°C	497,1	537,6	554,4
690°C	503,2	544,4	561,5
700°C	509,3	551,1	568,6
710°C	515,3	558,0	575,7

Non sono riportati i risultati relativi al calcolo con la disuniformità di temperatura in quanto in questo caso i dati variano a seconda che ci troviamo in corrispondenza della striscia a temperatura più elevata o degli estremi della lastra. Le figure II.2.15 ÷ II.2.18. mostrano più efficacemente la distribuzione di temperatura ottenuta in questo caso. Le figure riportano la distribuzione di temperatura relativamente alla parte sinistra della lastra per una lunghezza di 12cm (fino alla mezzeria della striscia a 700°C). Sono rappresentati i valori ad 1 secondo dall'uscita dal forno, a 2 secondi – momento in cui

inizia ad agire la forza di gravità – a 7 secondi e a 14 secondi, istante finale della simulazione.



Time: 14 secs.

Temperature

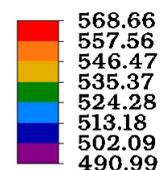


Fig. II.2.18.

Le figure II.2.19. ÷ II.2.23. riportano le deformate calcolate con i dati in ingresso relativi ai rispettivi transitori termici.

Time: 14 secs.

$T_{\text{uscita dal forno}} = 670^{\circ}\text{C}$

Displacement

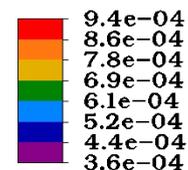


Fig. II.2.19.

Time: 14 secs.

$T_{\text{uscita dal forno}} = 680^{\circ}\text{C}$

Displacement

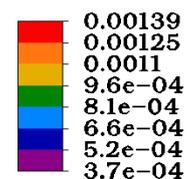


Fig. II.2.20.

Time: 14 secs.

$T_{\text{uscita dal forno}} = 690^{\circ}\text{C}$

Displacement

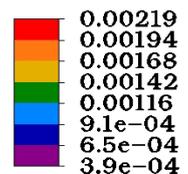
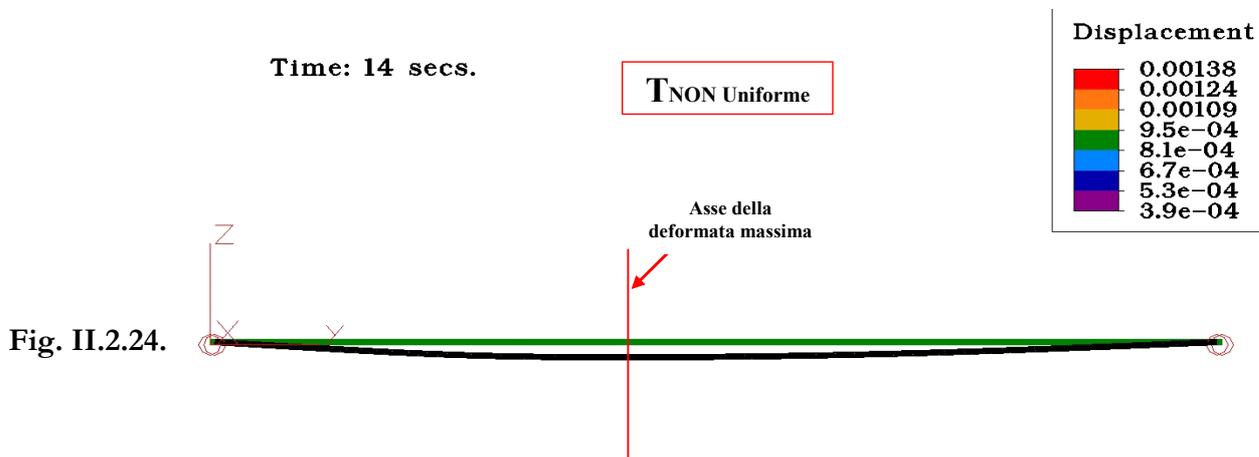
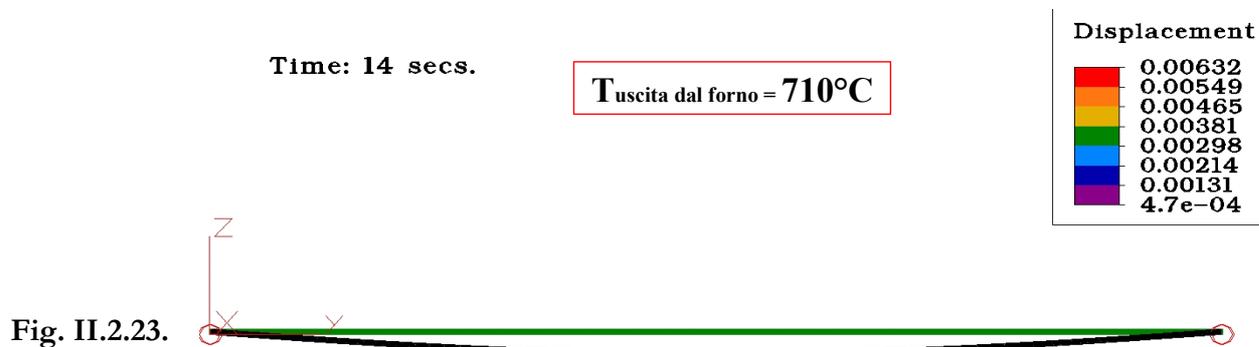
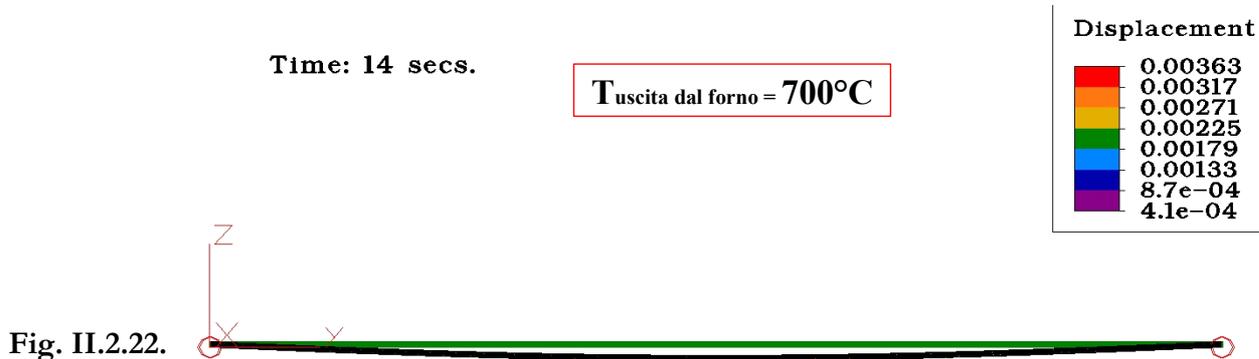


Fig. II.2.21.



I valori delle deformate massime, in dipendenza della temperatura di uscita dal forno, sono:

Temperatura di uscita dal forno	Deformata massima
670°C	0,94mm
680°C	1,39mm
690°C	2,19mm
700°C	3,63mm

710°C	6,32mm
670°C – 700°C	1,38mm

L'ultimo dato si riferisce alla lastra con una distribuzione di temperatura non uniforme all'uscita dal forno. La figura II.2.24. mostra la deformata della lastra dopo i 14 secondi di simulazione. Per questa rappresentazione è stato utilizzato un fattore di scala pari a 6 per rendere meglio evidenti eventuali disuniformità nella deformazione.

Una seconda serie di simulazioni è stata eseguita considerando una densità del vetro pari a 2500 kg/m<sup>3</sup> e tenendo invariato il valore degli altri parametri. Tale valore della densità risulta più attendibile in relazione alla composizione del vetro considerato.

Aumentando il valore della densità da 2230 a 2500 kg/m<sup>3</sup> l'effetto sul risultato delle simulazioni dovrebbe essere quello di fare aumentare la deformata totale della lastra di vetro in conseguenza di due effetti. Il primo consiste nel minore raffreddamento del vetro avente densità più elevata e quindi nel maggiore valore della sua viscosità in un certo istante di tempo. Il secondo effetto è quello relativo all'azione della accelerazione di gravità su di un corpo a massa più elevata.

Come già è stato fatto nel caso della prima elaborazione, si riporta il valore della temperatura agli angoli della lastra (valore minimo), sulla superficie e nel cuore (valore massimo) calcolati alla fine dei 14 secondi di simulazione per ogni valore considerato della temperatura della lastra all'uscita forno.

<b>Temperatura uniforme all'uscita dal forno</b>	<b>T [°C]</b>		
670°C	503,7	542,0	559,3
680°C	510,1	549,0	566,7
690°C	516,4	556,3	574,1
700°C	522,7	563,2	581,5
710°C	528,9	570,1	588,8

Si osserva, come previsto, che le temperature calcolate in questo caso risultano maggiori di circa 10°C ÷ 14°C rispetto a quelle calcolate nella prima elaborazione.

Il calcolo della deformata è stato eseguito, analogamente alla prima elaborazione, per i cinque differenti valori di temperatura uniforme sopra riportati e per una distribuzione

disuniforme di temperatura, rappresentata da una striscia a 700°C su lastra a 670°C (Fig. II.2.3.).

I valori delle deformate massime, in dipendenza della temperatura della lastra all'uscita dal forno, sono:

Temperatura di uscita dal forno	Deformata massima
670°C	1,25mm
680°C	1,89mm
690°C	3,08mm
700°C	5,11mm
710°C	8,56mm
670°C – 700°C (Una striscia asimmetrica)	1,88mm

La rappresentazione delle deformate è stata omessa essendo esse del tutto simili a quelle relative alla prima serie di simulazioni, effettuate con un valore della densità del vetro pari a 2230 kg/m<sup>3</sup>.

Sono state eseguite inoltre tre ulteriori analisi. La prima si riferisce ad una configurazione realizzata disponendo una seconda striscia a 700°C - identica a quella utilizzata per la precedente analisi con disuniformità di temperatura - in posizione simmetrica rispetto a questa relativamente alla mezzeria della lastra (Fig. II.2.25.). La seconda e terza analisi si riferiscono ad una configurazione sempre con due striscie simmetriche ma spostate, relativamente alla configurazione precedente, di 5cm verso l'esterno e verso l'interno della lastra (striscie simmetriche "esterne" ed "interne", Fig. II.2.26. e II.2.27.). Anche queste elaborazioni sono state effettuate con l'intento di verificare la convergenza della soluzione trovata, in termini di corrispondenza della deformata calcolata con una plausibile reale deformazione suggerita dalla logica e dall'esperienza.

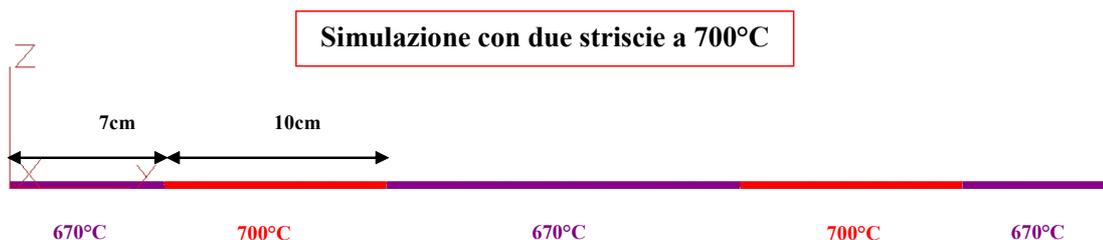


Fig. II.2.25.

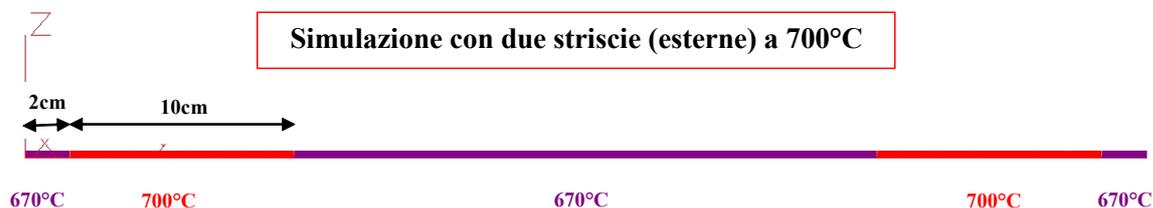


Fig. II.2.26.

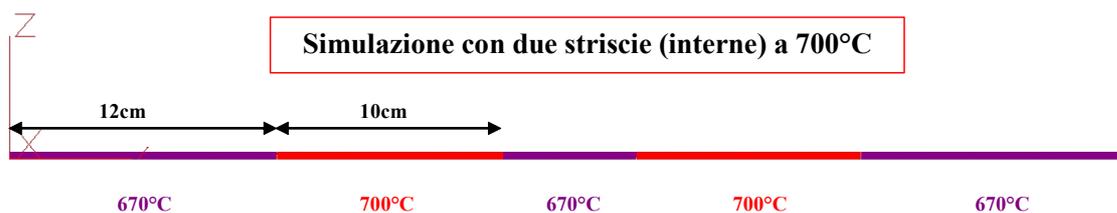


Fig. II.2.27.

I valori delle deformate massime sono pari a:

**Temperatura di uscita dal forno**

**Deformata massima**

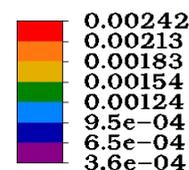
670°C – 700°C (Due striscie simmetriche) 2,42mm

670°C – 700°C (Due striscie simmetriche esterne) 1,73mm

670°C – 700°C (Due striscie simmetriche interne) 3,23mm

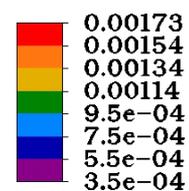
**Time: 14 secs.**

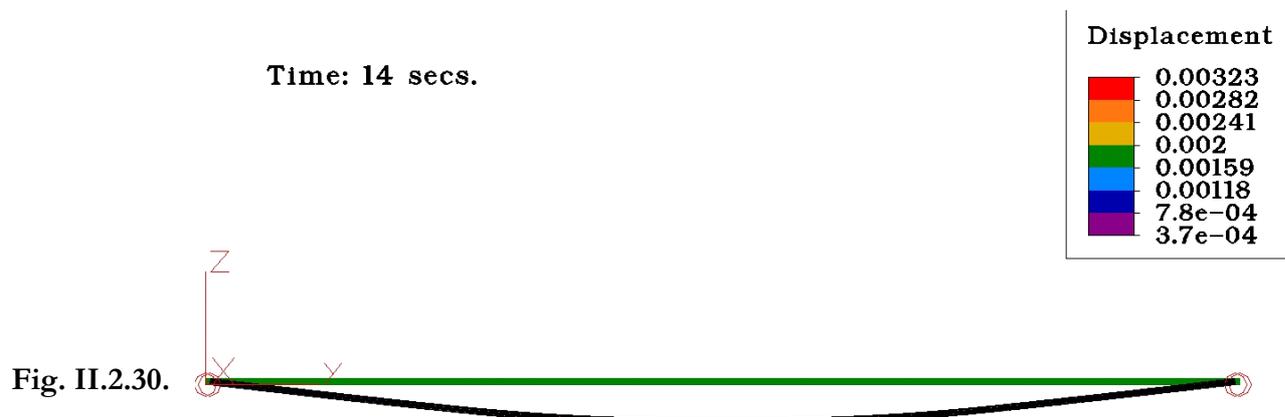
**Displacement**



**Time: 14 secs.**

**Displacement**





Nelle figure II.2.28. ÷ II.2.30. sono rappresentate le deformate calcolate relativamente alle tre configurazioni con disuniformità di temperatura con due strisce simmetriche, esterne ed interne. Per la rappresentazione è stato utilizzato un fattore di scala pari a 6.

Si osservi, in Fig. II.2.28., il caso delle due strisce simmetriche. E' evidente il tratto di lastra pressoché orizzontale (se confrontato con le deformate a temperatura uniforme) relativo alla parte centrale a 670°C.

La posizione delle strisce sulla lastra sembra inoltre essere di grande importanza nell'influenzare il comportamento del vetro sotto carico. Tale comportamento risulta essere congruente con il comportamento reale. Deformazioni maggiori si avrebbero, infatti, per quelle configurazioni in cui le parti di materiale più facilmente deformabili (quelle appunto a temperatura più elevata), si trovassero nelle zone soggette a maggiori carichi: nel nostro caso proprio le zone più vicine all'asse di mezzeria della lastra.

### II.2.1.5. Considerazioni conclusive

Da quanto descritto si deduce la validità del modello utilizzato in questa prima fase. I risultati della simulazione del transitorio termico e della deformata corrispondono, come ordine di grandezza, a quanto rilevato in passate sperimentazioni sul campo. Il modello viscoelastico adottato, per simulare il comportamento del vetro alle alte temperature, è risultato di sufficiente efficacia nel modellizzare la deformata della lastra in funzione del tempo di formatura.. La validità del modello è ancor più evidente dal grafico di figura II.2.31. Tale grafico presenta in ordinate il valore della deformata

massima della lastra per temperatura uniforme all'uscita dal forno e in ascisse il tempo. I dati si riferiscono alla elaborazione con valore della densità aggiornato a  $2500\text{kg/m}^3$ . Risulta evidente l'effetto della temperatura iniziale – che influenza in maniera notevole la viscosità del vetro e quindi la deformata finale – e l'effetto “gelante” della temperatura sulla deformata.

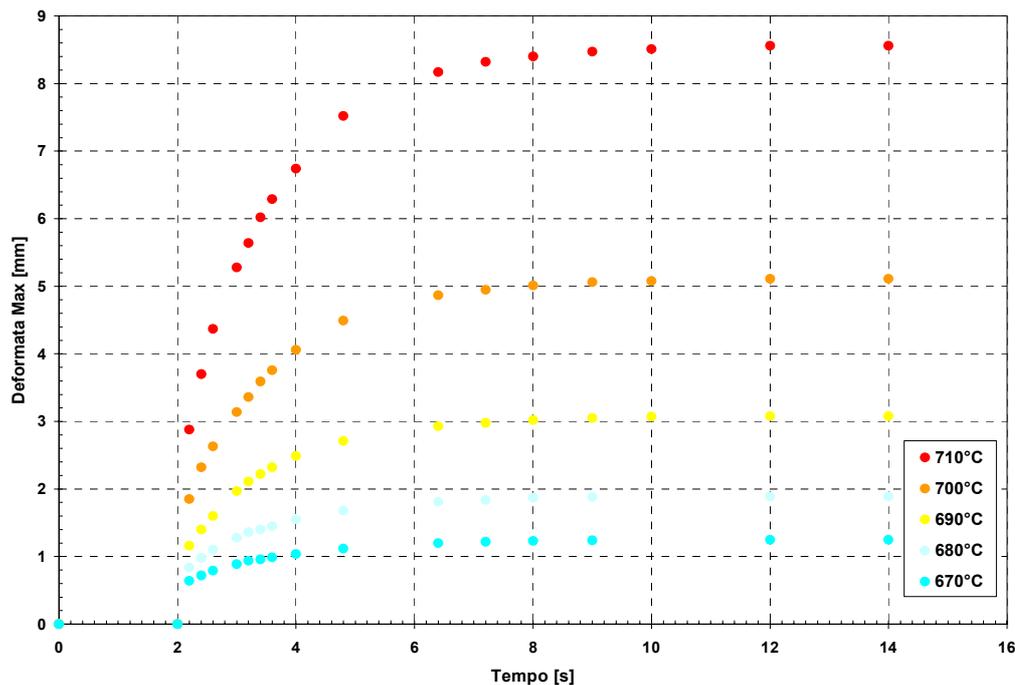


Fig. II.2.31.

Durante le elaborazioni il software ALGOR® ha mostrato una normale tendenza ad aumentare il tempo di calcolo (nel calcolo della deformata è mediamente di circa 30''), all'aumentare della temperatura iniziale. Tale fenomeno è dovuto evidentemente al maggiore sforzo di calcolo richiesto per la determinazione della deformata viscosa a temperature più elevate. Il maggiore tempo di calcolo si è avuto nelle ultime elaborazioni con due strisce a  $700^{\circ}\text{C}$ . Ciò è spiegabile con la difficoltà, da parte del software, nell'andare a convergenza con valori disuniformi di temperatura. Tali disuniformità comportano pesanti oneri di calcolo soprattutto nella parte iniziale della elaborazione a causa degli stress termici che si creano all'interfaccia tra una striscia e l'altra. Nelle prime elaborazioni effettuate con due strisce a  $700^{\circ}\text{C}$  il software ha interrotto il calcolo perché non capace di andare a convergenza nel calcolo della

deformata viscosa. Si è riusciti a portare a termine il calcolo solo dopo avere aumentato i valori di default relativi al numero massimo di iterazioni per il calcolo della deformazione viscosa (creep).

Gli ultimi calcoli effettuati, considerando disuniformità di temperatura, sono una ulteriore prova della “bontà” del modello utilizzato e della conseguente validità dei risultati conseguiti. Evidente, in figura II.2.24., è la dissimmetria della deformata calcolata dal software, conseguente alla presenza della striscia a temperatura più elevata. L’“ingobbimento” della lastra corrisponde a ciò che si avrebbe in una deformata reale per condizioni termiche simili a quelle imposte. Nel caso delle due striscie simmetriche (Fig.II.2.28.) è evidente la maggiore rigidità del tratto centrale della deformata a temperatura di 670°C: la deformata si discosta dall’andamento visto nei casi di temperatura uniforme e rappresentabile dall’equazione di una catenaria. Infine, come già è stato fatto osservare nel paragrafo precedente, il confronto tra le deformate di figura II.2.28., II.2.29. e II.2.30., relative a diverse posizioni sulla lastra delle due striscie a temperatura più elevata, risulta perfettamente congruente con il comportamento reale della lastra di vetro. La deformata, nella realtà, risulterebbe infatti più pronunciata in corrispondenza di quelle configurazioni in cui le parti più facilmente deformabili del materiale, si trovassero più lontane dai vincoli di appoggio e quindi, nel nostro caso, più vicine alla mezzera della lastra, ove i carichi subiti sono maggiori.

## II.2.2. AFFINAMENTO DEL MODELLO

Il modello di formatura analizzato al capitolo precedente è stato oggetto di migliorie ed approfondimenti. Si è in particolare:

- Eseguita l'ottimizzazione dei parametri di calcolo e della mesh.
- Impostato il calcolo con vincoli di forma non più puntuali ma bidimensionali per meglio simulare i vincoli di appoggio reali.
- Impostata la modellizzazione bidimensionale dell'azione deformante del maschio e calcolato l'effetto sul vetro dell'interazione termica con esso (maschio).

Le simulazioni relative all'interazione meccanica e termica tra vetro e maschio di pressa sono state effettuate separatamente. In altre parole, la simulazione della deformata con il maschio non prende in considerazione lo scambio termico tra esso ed il vetro, e viceversa. Inoltre, tra vetro ed appoggi non è stato previsto alcun effetto termico.

Si ricorda la scomposizione della simulazione in due blocchi principali:

- 1) Un transitorio termico, della durata di 14 secondi, per simulare il raffreddamento della lastra di vetro all'uscita dal forno.
- 2) Una analisi dinamica (MES) per simulare la deformazione della lastra. Tale analisi utilizza i dati di uscita della prima simulazione del transitorio termico come dati in entrata.

Le simulazioni che seguono sono state effettuate per una unica temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno pari a 700°C.

Nelle elaborazioni effettuate senza tenere conto dei vincoli di appoggio reali, si faceva raffreddare la lastra per i primi due secondi, senza applicare la forza deformante causata dalla accelerazione di gravità. Durante i primi due secondi dall'uscita dal forno, infatti, la lastra si sposta verso la zona di formatura senza subire alcuna azione deformante se non l'azione meccanica dei rulli, non presa però in considerazione dal modello. Nelle elaborazioni che sono seguite, oggetto di questo rapporto, si è ipotizzata

la lastra scendere gradualmente verso gli appoggi. In pratica, si è distanziata la lastra di vetro di una certa quantità e la si è fatta abbassare verso gli appoggi in modo tale da coprire la distanza imposta nell'arco dei due secondi. Per fare questo si è sollecitata la lastra con una piccola quota parte della accelerazione di gravità sin dall'inizio della simulazione, quota parte calcolata in modo da fare percorrere alla lastra, in due secondi, la distanza di separazione dagli appoggi.

Questa procedura è stata dettata da problemi di convergenza, riscontrati nelle simulazioni su modelli di lastra ipotizzati già appoggiati sui vincoli reali all'inizio della simulazione, o su modelli non appoggiati ma "sospesi in aria" senza alcun vincolo strutturale né di movimento. In questi casi, durante i primi due secondi di simulazione, la lastra non risulta vincolata da alcun parametro se non dalla sollecitazione termica, ed il software sembra avere difficoltà a "decidere" verso quale direzione fare andare gli spostamenti dovuti ai gradienti termici presenti nella lastra. In presenza di una seppur lieve accelerazione uniformemente distribuita (la quota parte dell'accelerazione di gravità), il software trova rapidamente la convergenza della soluzione.

Per questo motivo si è deciso:

- 1) di sospendere la lastra ad una certa distanza dagli appoggi.
- 2) di sollecitarla da subito con una piccola porzione della forza di gravità, tale che lo spazio percorso in due secondi (lungo il semiasse negativo di Z) sia pari alla distanza di separazione dagli appoggi.
- 3) di aggiungere la parte di accelerazione di gravità mancante, a partire dai due secondi di simulazione, in coincidenza dell'instaurarsi del contatto tra lastra ed appoggi.

La configurazione della lastra e degli appoggi reali all'istante zero è visibile nella figura sottostante.

---

**Fig. II.2.32.**

### **II.2.2.1. Parametri di calcolo**

Nessuna modifica è stata apportata alle caratteristiche del vetro.

Unica modifica riguarda la caratteristica al contorno "temperatura ambiente" portata

dal valore di 35°C a quello di 40°C. Per i dettagli sui risultati ottenuti si veda più avanti.

Nessun coefficiente di attrito è stato preso in considerazione per il contatto lastra-appoggi, mentre un coefficiente di attrito statico pari a 0,5 e di attrito dinamico pari a 0,3 sono stati imposti alla caratteristica del contatto maschio – lastra di vetro.

Le caratteristiche del materiale costituente il maschio e gli appoggi sono ininfluenti nelle simulazioni relative alla deformata, non avendo preso in considerazione scambi termici dovuti al contatto tra i diversi corpi (come già detto in precedenza). I valori usati nella modellizzazione MES sono:

Densità	500	kg/m <sup>3</sup>
Modulo di Young	50E9	N/m <sup>2</sup>
Modulo Tangenziale	16E9	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente di Poisson	0,3	
Calore specifico Cp	1500	J/(kg*°C)
Conducibilità termica	0,01	J/(s*m*°C)

Per quanto riguarda le caratteristiche del maschio, relative alle simulazioni dell'interazione termica con il vetro, si veda più avanti nel paragrafo dedicato (II.2.2.6.).

### II.2.2.2. Mesh

Un sostanziale cambiamento apportato, rispetto ai modelli precedenti, riguarda la riduzione della densità della mesh del modello della lastra di vetro. La mesh della lastra risulta avere adesso 5028 elementi contro i 10400 del modello precedente. In figura II.2.33. si osservano le dimensioni della maglia formante il reticolo della mesh, pari a 0,5mm x 0,597mm.

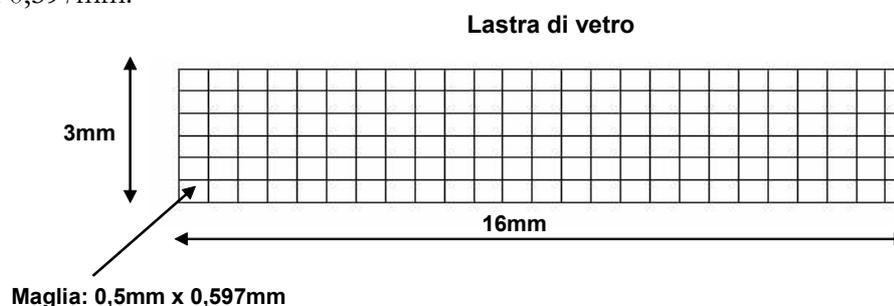


Fig. II.2.33.

La mesh del modello con lastra e appoggi reali è stata ottenuta con il generatore automatico di mesh presente nel software, utilizzando un valore della densità pari a 20000 e lasciando inalterati gli altri parametri di default. La mesh del modello con l'aggiunta del maschio è stata invece ottenuta con un valore della densità pari a 38700. La densità della mesh della lastra rimane inalterata.

Poca attenzione è stata rivolta alla precisa definizione della mesh degli appoggi e del maschio: la loro modellizzazione è importante solo ai fini della simulazione meccanica del contatto superficie-superficie in quanto si ipotizza non subiscano deformazioni di rilievo né generino scambi termici al contatto. In figura II.2.34. si può osservare la mesh relativa agli appoggi reali e quella relativa al maschio di pressa semplificato, modellizzato come un cilindro. Le dimensioni degli elementi risultano essere molto simili a quelle degli elementi della mesh della lastra di vetro.

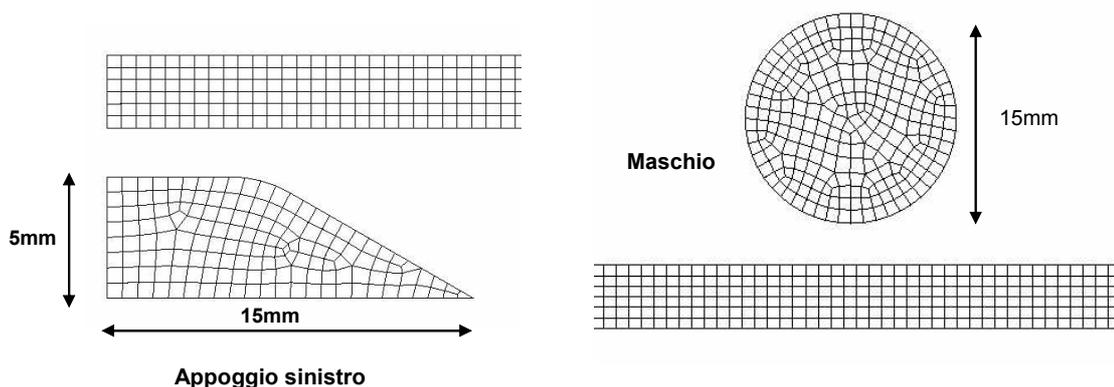


Fig. II.2.34.

Con la modellizzazione dei vincoli di appoggio reali una complicazione è stata aggiunta all'interno del modello: i vincoli non sono più modellizzati bloccando alcuni gradi di libertà della lastra, ma è necessario ora che il software cerchi, istante per istante, il contatto tra superficie della lastra e le superfici di appoggio e, nella modellizzazione con il maschio, tra superficie del maschio e superficie della lastra. Oltre a ciò, la modellizzazione degli appoggi apporta 302 elementi aggiuntivi e, nella simulazione con maschio di pressa, vi sono ulteriori 252 elementi che si vanno a sommare al modello. In ultimo, la simulazione con maschio di pressa presenta una complicazione in più data dalla forzatura della deformazione della lastra, cosa che può comportare problemi nella ricerca della convergenza. In conseguenza di ciò si è cercato di ridurre drasticamente il

numero di elementi della mesh della lastra di vetro, nell'ottica di non appesantire troppo il calcolo nella prima fase di verifica del modello adottato. In sostanza, nell'intento di valutare rapidamente se il modello con vincoli reali e maschio venga risolto con successo dal software, e per poter valutare e risolvere velocemente inevitabili problemi di calcolo, si è deciso di perdere qualcosa in precisione di calcolo della deformata e di diminuire quindi la densità della mesh della lastra. Per valutare l'imprecisione introdotta nel calcolo, a causa dell'adozione di una mesh meno fitta, è stata eseguita una simulazione comparativa utilizzando il modello della lastra visibile in figura II.2.32. (lastra con 5028 nodi) e vincolando gli estremi di essa con gli stessi vincoli di spostamento non reali (vertici inferiori bloccati lungo l'asse zeta) adottati nella prima serie di simulazioni di cui al capitolo II.2.1.

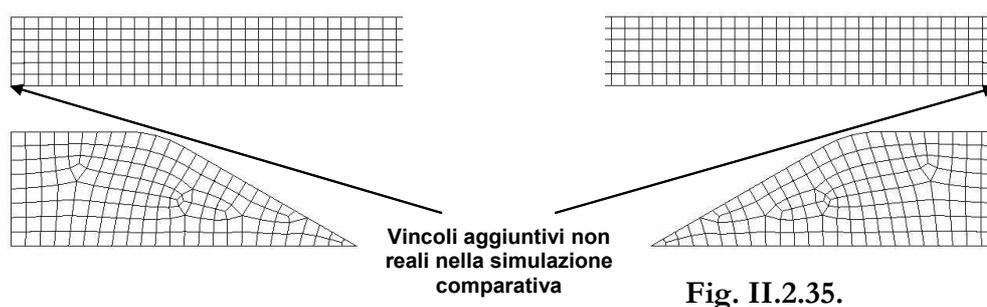


Fig. II.2.35.

Il calcolo del transitorio termico, della durata di 14 secondi, ha fornito i seguenti risultati relativi alla temperatura massima (nel cuore), alla minima (ai bordi estremi) e sulla superficie della lastra di vetro, al termine della simulazione:

$$T[^\circ\text{C}] \quad \quad \quad 582 \quad 528,6 \quad 564,8$$

Si ricorda che la simulazione in oggetto, e quelle descritte nel seguito, sono state eseguite considerando una unica temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno: 700°C.

Nelle figure II.2.36. e II.2.37. si vede l'andamento della temperatura nella parte sinistra della lastra, in corrispondenza di 2 secondi e di 14 secondi di simulazione rispettivamente. In figura II.2.37 si vede anche il particolare dello spigolo sinistro della lastra. Si osservi la discontinuità nel gradiente di temperatura, già osservata nelle elaborazioni con densità di mesh maggiore, ed accentuatasi ora a causa dell'utilizzo di una mesh meno fitta. La differenza maggiore riscontrata è relativa al valore della

temperatura minima misurata agli spigoli della lastra di vetro al termine della simulazione.

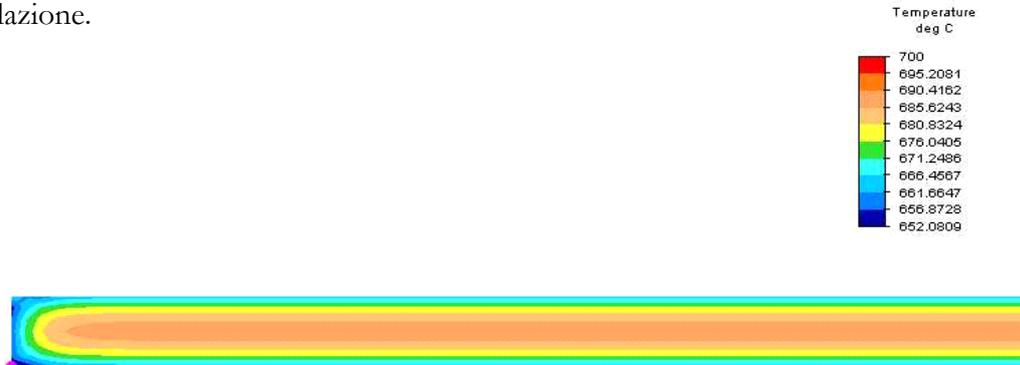


Fig. II.2.36.

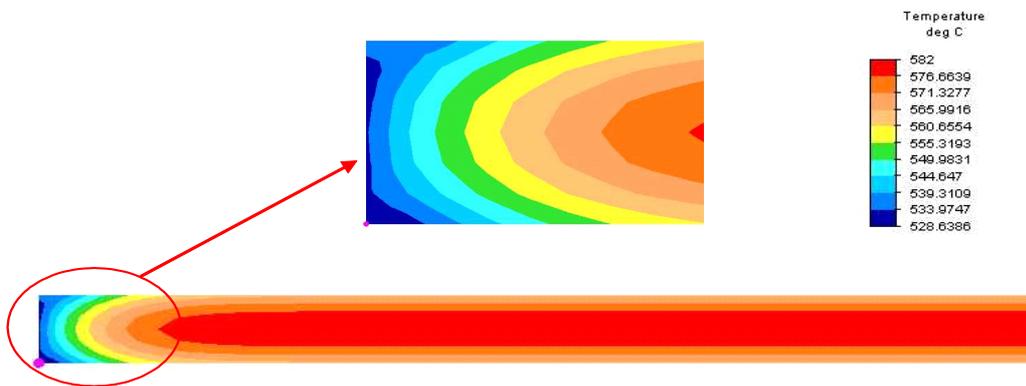
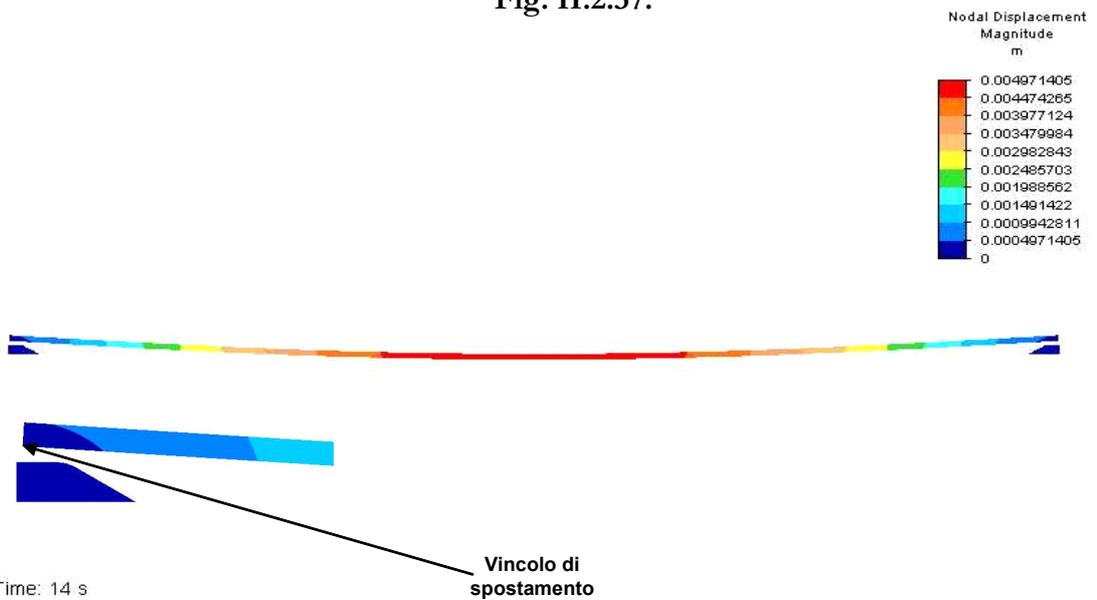


Fig. II.2.37.



Time: 14 s  
 Time Step: 280 of 280  
 Maximum Value: 0.00497141 m  
 Minimum Value: 0 m

Fig. II.2.38.

In figura II.2.38. è rappresentata la deformata della lastra - con fattore di scala raddoppiato - al termine dei 14 secondi di simulazione. Si osserva il particolare del vincolo di spostamento imposto all'estremo nodo sinistro.

Il valore della deformata massima calcolata risulta essere di 4,97mm, che poco si discosta dal valore di 5,11mm calcolata in precedenza con una mesh più fitta.

### II.2.2.3. Simulazioni con vincoli di appoggio reali

Come descritto in precedenza, la simulazione con vincoli di appoggio reali è stata eseguita facendo abbassare la lastra verso gli appoggi durante i primi due secondi di simulazione. Per fare questo si è dovuto sollecitare la lastra con una parte della accelerazione di gravità sin dall'inizio della simulazione. Come si osserverà dai risultati della prima simulazione, la deformazione massima ottenuta risulta notevolmente maggiore, in confronto al valore ottenuto con vincoli di spostamento sui nodi esterni. Ciò potrebbe essere dovuto a:

- 1) Un errore intrinseco nel calcolo. La simulazione è stata infatti eseguita utilizzando il metodo "Combined Newton Rapson w/o line search" a differenza delle prime simulazioni eseguite con il "Modified Newton w/o line search". Nel modello, inoltre, non è stato preso in considerazione l'attrito presente all'interfaccia vetro-appoggio. Questo può avere condotto il software a problemi di convergenza come si vedrà meglio nel seguito.
- 2) Alla non appropriatezza della modellizzazione con vincoli di appoggio non reali – nodi vincolati – che avrebbe portato alla determinazione di valori di deformata sottostimati.
- 3) Al tenere in conto, da parte del software, dell'effetto della forza di inerzia della lastra di vetro in movimento.

Alla luce di questa ultima considerazione, si è voluto eseguire una seconda simulazione con distanza della lastra di vetro dagli appoggi minore di quella considerata nella prima simulazione, per vedere se questo avrebbe portato a calcolare valori di deformata massima minori.

La distanza iniziale tra lastra di vetro ed appoggi si è imposta pari a 2mm. Di

conseguenza, nei primi 2 secondi di simulazione, si è dovuto caricare la lastra con una frazione della accelerazione di gravità pari a 0,000102. La lastra, nei primi due secondi, scende verso gli appoggi e si raffredda. Al contatto con gli appoggi, la velocità di calcolo diminuisce drasticamente per le difficoltà che il software incontra nel calcolare il contatto. L'utilizzo, in prima battuta, del metodo di risoluzione "Modified Newton" prima accennato, ha portato alla rapida non convergenza del modello che richiedeva, al termine prematuro del calcolo, l'aggiustamento dei parametri di controllo dello scorrimento viscoso. Dopo vari tentativi e modifiche si è deciso di adottare il metodo Combined che, anche se con una risoluzione discutibile del calcolo, è riuscito ad andare a convergenza ed a portare a termine la simulazione. Risoluzione discutibile perché la ricerca della convergenza è stata effettuata dal software con una continua oscillazione, nella ricerca dell'intervallo di tempo appropriato entro cui eseguire il calcolo. In pratica il software, quando non riesce ad andare a convergenza entro un certo intervallo di tempo, dimezza l'intervallo di tempo stesso e cerca la soluzione all'interno di esso. Se non trova ancora la convergenza continua a dimezzare l'intervallo di tempo fino a quando il calcolo non riesce a convergere. Se il calcolo va, invece, rapidamente a convergenza, il software raddoppia l'intervallo di tempo entro cui calcolare il prossimo passo. La soluzione determinata, nel calcolo della deformata della lastra di vetro, si è ottenuta attraverso una continua oscillazione nel dimezzamento e raddoppio dell'intervallo di tempo. Questo può essere dovuto alla non appropriatezza del modello ma anche ad un motivo fisico: nell'adagiarsi sugli appoggi la lastra porta continuamente nuovi elementi a contatto; contatto che deve essere, passo dopo passo, nuovamente individuato dal software.

La simulazione del transitorio termico è la stessa adottata nella simulazione comparativa (risultati visibili in fig. II.2.36. e II.2.37.).

In figura II.2.39. si osserva la deformata della lastra di vetro al termine dei 14 secondi di simulazione. La deformata massima calcolata al centro della lastra risulta essere di 15,87mm ai quali bisogna togliere i 2mm di distanza iniziale della lastra dagli appoggi per avere il valore della deformazione massima subita dal vetro e pari quindi a 13,87mm.

Nella stessa figura è rappresentato il particolare del contatto sugli appoggi. Si osserva

uno spostamento verso sinistra della lastra di vetro. Tale spostamento non è giustificato dal punto di vista fisico in quanto non vi è motivo per cui la lastra debba spostarsi verso una direzione piuttosto che un'altra. Tale anomalia è probabilmente dovuta ad una "direzione" di calcolo tenuta dal software - in termine di ordine di risoluzione delle equazioni -.

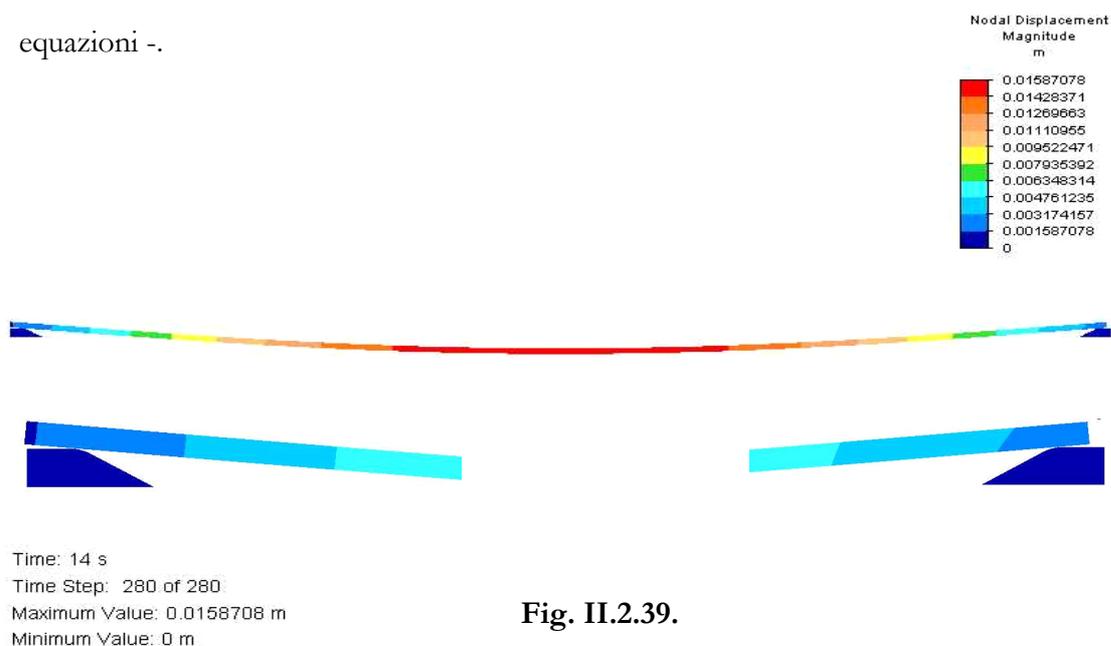


Fig. II.2.39.

Il valore della deformata calcolato risulta quindi notevolmente maggiore in confronto al valore determinato nella simulazione con vincoli di appoggio non reali, e pari a 4,97mm nel modello con 5028 elementi di mesh e a 5,11mm con 10400 elementi.

Si è voluto quindi andare a vedere quale risultato avrebbe dato una simulazione in cui la distanza tra lastra ed appoggi fosse stata portata ad un valore più piccolo dei 2 mm considerati nella prima simulazione. Questo per vedere se il valore maggiore della deformata fosse in parte dovuto agli effetti di inerzia presi in considerazione dal software.

In questa seconda simulazione la distanza è stata quindi ridotta al valore di 0,25mm, e la quotaparte di accelerazione di gravità, attiva nei primi due secondi di simulazione, è stata di conseguenza ridotta.

Il software ha trovato la convergenza più rapidamente che durante la prima simulazione ma il valore della deformata calcolata risulta praticamente identico. Il valore massimo della deformata della lastra risulta infatti pari a 14,05mm (figura II.2.40.) meno

0,25mm di distanza iniziali =13,8mm. Nella prima simulazione i millimetri di deformazione erano 13,87.

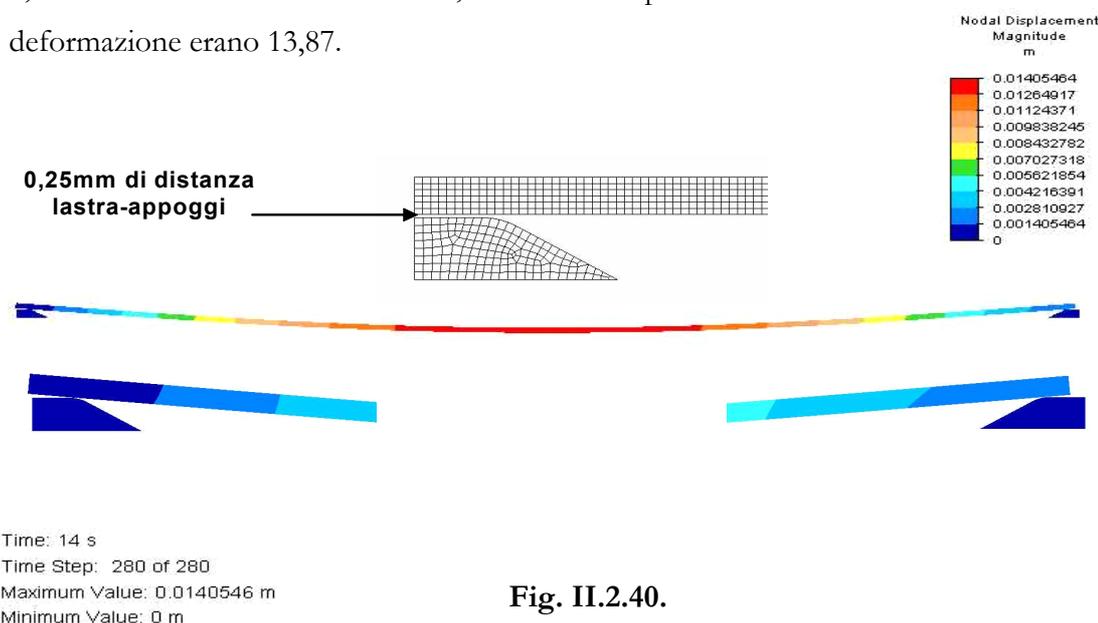


Fig. II.2.40.

Una ulteriore simulazione comparativa è stata a questo punto eseguita imponendo nuovamente dei vincoli nodali di spostamento. Nelle simulazioni con appoggi reali, la lastra di vetro viene a contatto con gli appoggi attraverso elementi della lastra stessa che si trovano più interni, rispetto ai nodi estremi, di circa un centimetro. Per vedere se questo possa avere causato i valori più elevati della deformata massima, riscontrati alla fine del calcolo, è stata eseguita una simulazione imponendo vincoli non reali di spostamento al nono nodo, contato a partire dai nodi estremi, come mostrato in figura II.2.41. Come era prevedibile, la simulazione ha dato però esito negativo, calcolando valori di deformata massima inferiori rispetto al modello con nodi estremi bloccati.

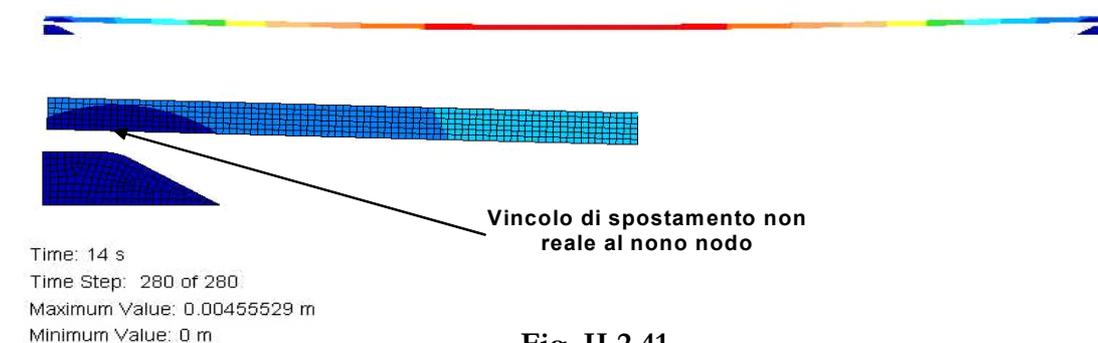


Fig. II.2.41.

#### II.2.2.4. Modello semplificato del maschio: interazione meccanica

Il modello utilizzato nella seconda simulazione con vincoli di appoggio reali, è stato usato per simulare l'effetto deformante dovuto all'azione di un maschio di pressa. Non conoscendo ancora le reazioni del modello di calcolo all'introduzione di un nuovo contatto superficie – superficie e di una forzatura nella deformata della lastra, si è deciso di prendere un modello semplificato di maschio e di rappresentarlo quindi sotto forma di un cilindro (figura II.2.34.).

Per il modello completo, come già accennato, è stata generata una mesh con densità pari a 38700. Valore questo che ci ha permesso di riottenere 5028 elementi per il modello della lastra di vetro. Analizzando la deformata nel tempo della lastra di vetro, relativa alla seconda simulazione con appoggi reali, si è andato a vedere il valore degli spostamenti, lungo l'asse Z, del nodo che si trova approssimativamente in corrispondenza del valore 0,01m della coordinata Y. Una volta trascritti i valori degli spostamenti, di detto nodo, in funzione del tempo, si è posizionato il cilindro di pressa in modo da farlo agire proprio in corrispondenza di tale nodo e si sono imposti degli spostamenti, al cilindro stesso, di modo che la sua azione sulla lastra di vetro fosse graduale.

Si ricorda che nel modello sono stati implementati i coefficienti d'attrito statico e dinamico che caratterizzano il contatto maschio – lastra di vetro, pari rispettivamente a 0,5 e 0,3.

Si è fatto in modo che il cilindro agisse sulla lastra a partire dal terzo secondo di simulazione, una volta che il vetro si trovasse già sugli appoggi, e lo si è fatto agire gradualmente fino ad un valore massimo di spostamento di 15mm raggiunti al sesto secondo di simulazione.

Tenuto conto che all'istante iniziale il cilindro si trova distante 2mm dalla lastra di vetro e la lastra 0,25mm dagli appoggi, la deformazione aggiuntiva imposta alla lastra risulta essere di 4,9mm, essendo di 8,1mm il valore della deformata della lastra, nel nodo considerato, calcolato nella simulazione eseguita senza l'azione del maschio.

La deformata massima calcolata è pari a 20,8mm contro i 14,05mm calcolati nella

simulazione con i soli appoggi reali. In figura II.2.42. si osserva la deformata della lastra al termine dei 14 secondi di simulazione.

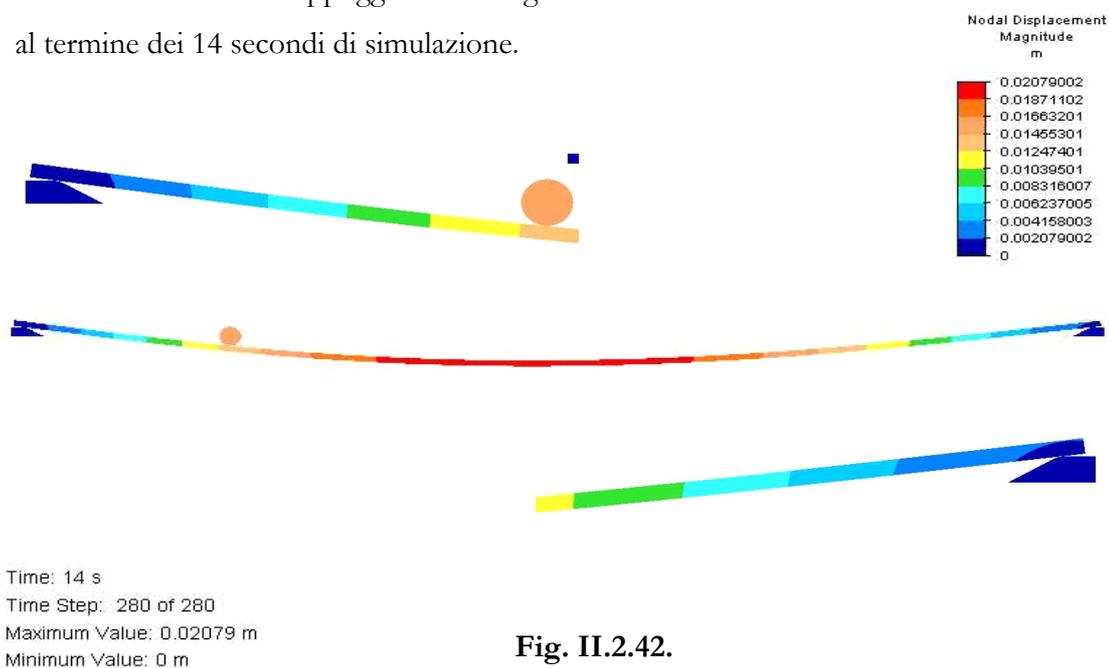


Fig. II.2.42.

Nelle figure II.2.43, 44 e 45 è rappresentato lo stress secondo Von Mises calcolato a 4, 6 e 14 secondi di simulazione rispettivamente, con particolari evidenziati in corrispondenza del maschio e nella parte simmetricamente opposta della lastra.

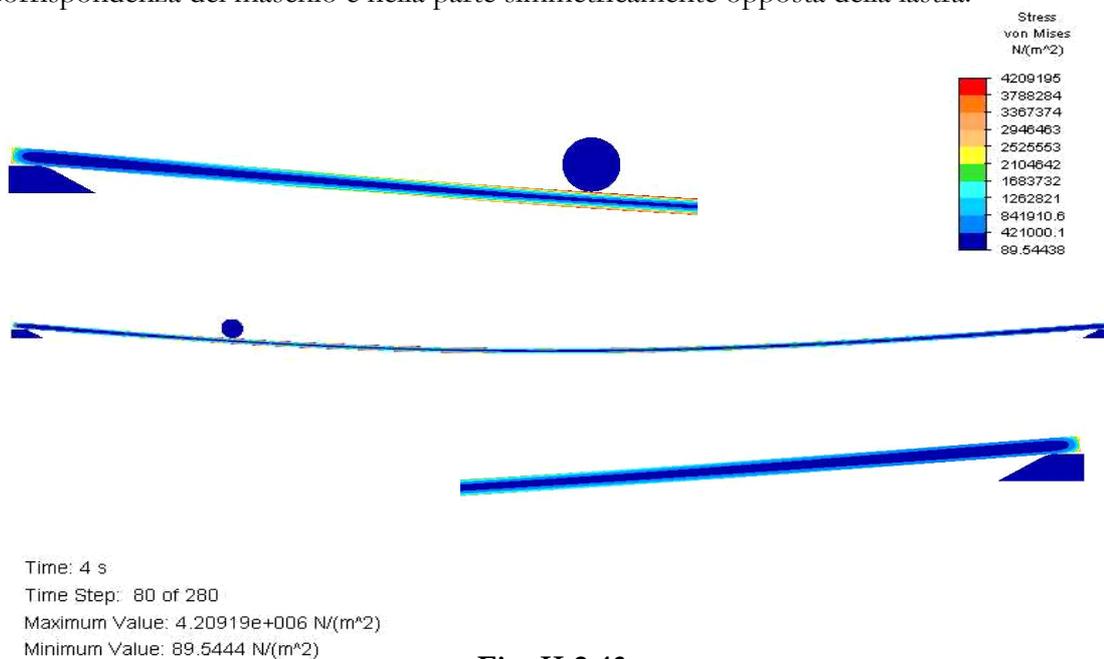


Fig. II.2.43.

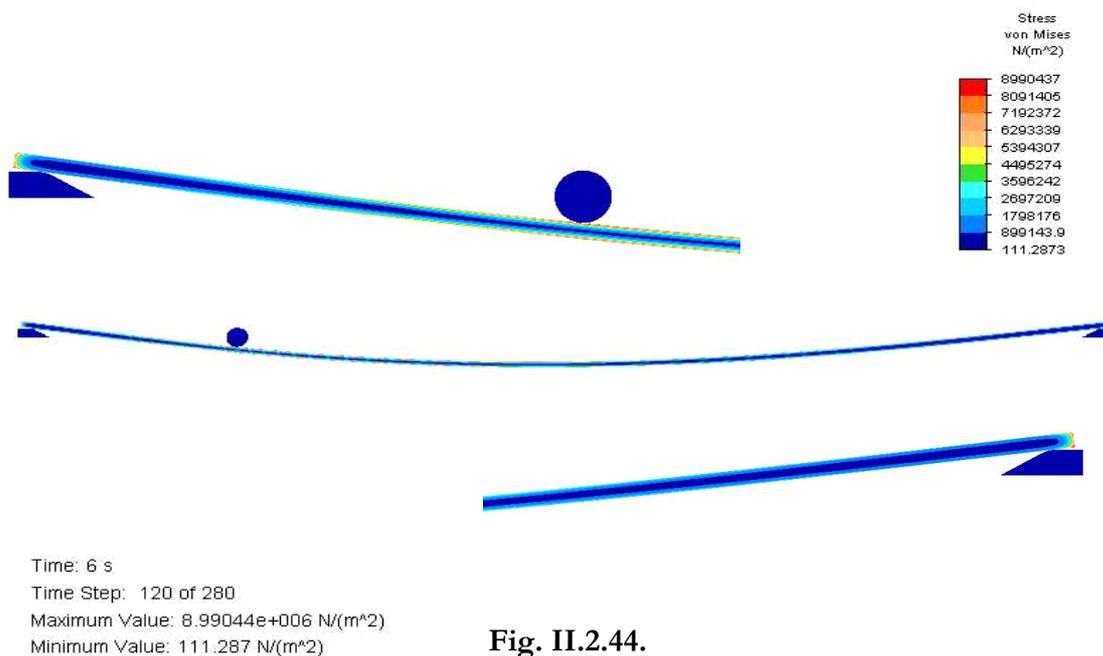


Fig. II.2.44.

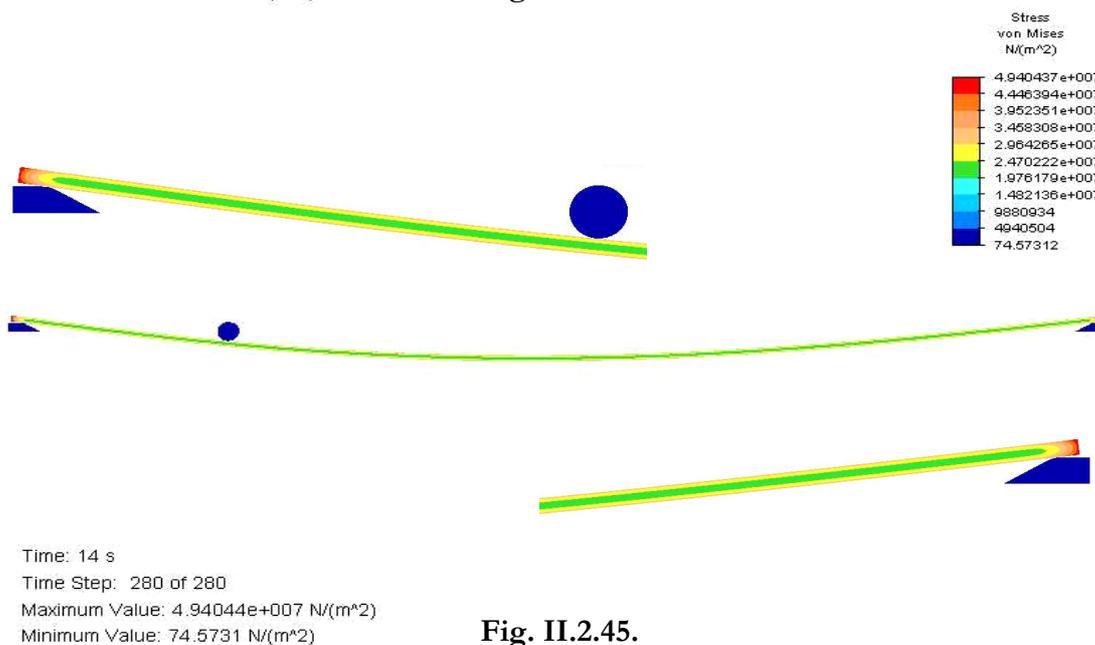


Fig. II.2.45.

Risulta evidente lo stress aggiuntivo indotto dall'azione del cilindro di pressa. Al termine della simulazione non è più evidente questa differenza nello stress calcolato (fig. II.2.45.), segno che la lastra, tra il momento in cui termina l'azione del maschio (sesto secondo) e la fine della simulazione, ha subito un rilassamento dovuto al fenomeno viscoso presente nel modello della lastra di vetro.

Il calcolo è stato eseguito abbastanza velocemente ed è interessante una considerazione: il calcolo è stato più veloce rispetto alla corrispondente simulazione eseguita con i soli vincoli di appoggio reali e non è più presente l'effetto di spostamento laterale della lastra di vetro osservata nelle simulazioni precedenti (vedi figure). E' come se l'introduzione dell'azione del maschio apportasse un elemento di stabilità al modello a tutto favore della convergenza del calcolo.

In un secondo modello sviluppato, due modifiche sono state apportate rispetto al modello precedente:

- 1) Il valore finale dello spostamento imposto al maschio al termine della sua azione – in corrispondenza del sesto secondo di simulazione – risulta ora essere di 22mm anziché 15mm.
- 2) Raggiunto il valore massimo di spostamento, il maschio torna indietro – come avviene effettivamente nella realtà – e la lastra è lasciata libera di deformarsi sotto l'azione della forza di gravità, o di rilassarsi.

La prima modifica è stata fatta per vedere come avrebbe reagito il modello ad una maggiore forzatura della lastra di vetro. La seconda modifica per vedere se e come la lastra di vetro avrebbe mantenuto la configurazione imposta dall'azione del maschio.

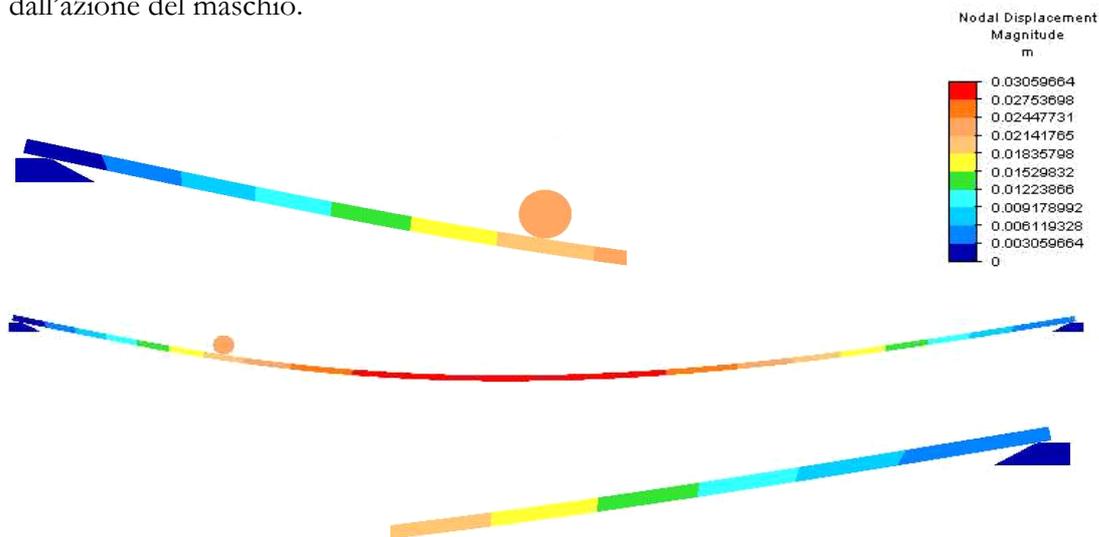
Il calcolo ha fortemente rallentato a partire dai 5 secondi totali di simulazione. Ciò è dovuto, probabilmente, al maggiore sforzo richiesto al software per il calcolo di una deformazione imposta notevolmente aumentata. Giunto a sei secondi di simulazione – istante corrispondente al termine dell'azione del maschio ed all'inversione del suo movimento – il software non riesce a procedere nel calcolo. Il messaggio che fornisce è relativo all'aggiustamento dei parametri che controllano lo scorrimento viscoso (“creep control data need adjustment”). L'allontanamento del maschio dalla superficie della lastra di vetro è probabilmente troppo brusco e causa una variazione repentina nelle caratteristiche di deformazione del vetro che il software dovrebbe calcolare.

Interrotto quindi il calcolo, si è eliminata la fase di allontanamento del maschio dal vetro e si è proseguiti come nella prima simulazione.

In figura II.2.46. si osserva la deformata della lastra in corrispondenza di 14 secondi di simulazione. La deformata massima è pari a 30,6mm e la deformata aggiuntiva – in

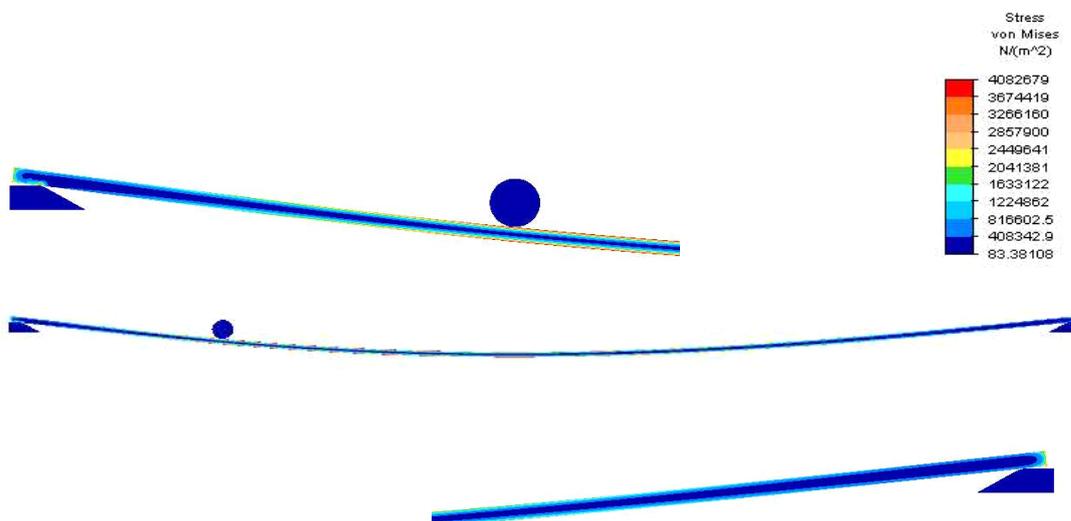
corrispondenza del punto di azione del maschio di pressa – risulta pari a 11,9mm.

In figura II.2.47. è rappresentato lo stress secondo Von Mises dopo 4 secondi di simulazione ed in figura II.2.48. il particolare dell'appoggio sinistro sollecitato dall'azione del maschio.



Time: 14 s  
 Time Step: 122 of 122  
 Maximum Value: 0.0305966 m  
 Minimum Value: 0 m

Fig. II.2.46.



Time: 4 s  
 Time Step: 80 of 122  
 Maximum Value: 4.08268e+006 N/(m^2)  
 Minimum Value: 83.3811 N/(m^2)

Fig. II.2.47.

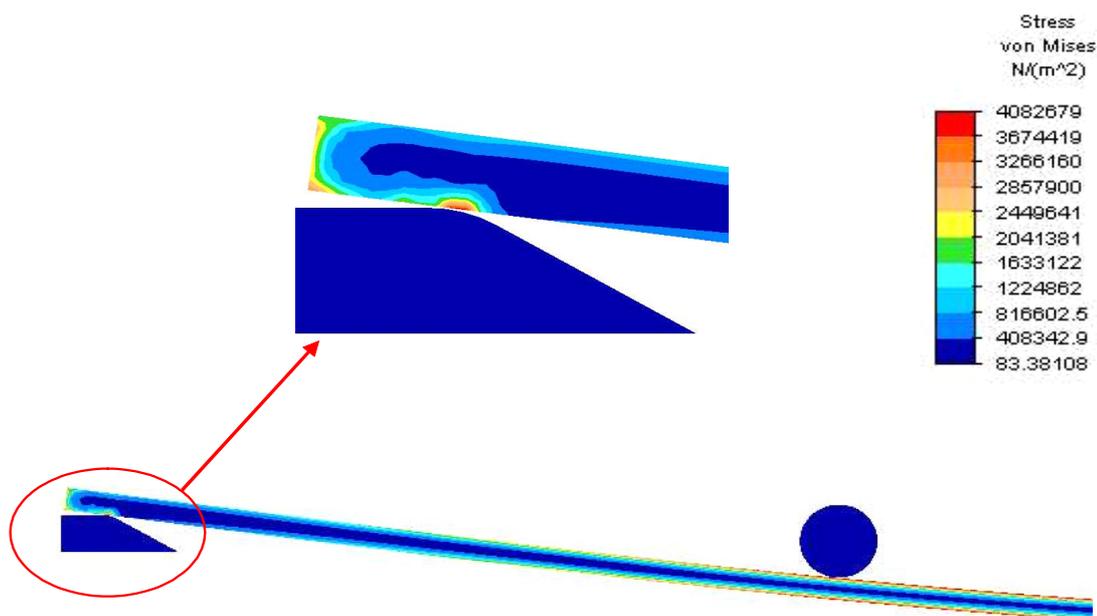


Fig. II.2.48.

### II.2.2.5. Maschio di pressa reale: interazione meccanica

In figura II.2.49. si osserva il modello utilizzato per le simulazioni della deformazione della lastra sotto l'azione del maschio di pressa, con il particolare della mesh utilizzata.

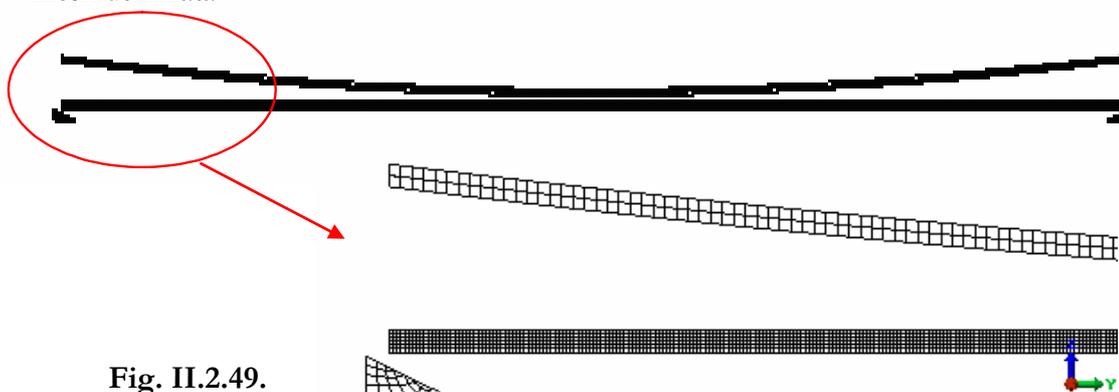


Fig. II.2.49.

Questa volta il maschio è stato modellizzato con una forma vicina a quella reale, con un raggio di curvatura di due metri.

La mesh della lastra di vetro è rimasta invariata. E' stata invece modificata quella degli appoggi e del maschio di pressa, avendo considerato elementi di mesh più grandi rispetto a quelli utilizzati nei precedenti calcoli. Il maschio e gli appoggi non subiscono

infatti, durante il processo di formatura, deformazioni paragonabili a quelle subite dal modello della lastra di vetro e si può quindi utilizzare per essi elementi le cui dimensioni non appesantiscano troppo il calcolo.

Due simulazioni sono state eseguite senza tenere conto della azione del maschio, il cui effetto è stato invece modellizzato in una terza simulazione finale.

L'utilità delle prime due simulazioni sta nel valutare la deformata della lastra sotto l'unica azione data dalla forza di gravità ed utilizzare, in seguito, questo risultato nella definizione degli spostamenti da imporre al maschio. Questo, per evitare di imporre spostamenti non congruenti con la deformazione della lastra che potrebbero portare il calcolo alla non convergenza.

In figura II.2.50. si osserva la deformata calcolata nella prima simulazione ed in figura II.2.51. quella calcolata nella seconda. Nella seconda simulazione è stato preso in considerazione un fattore di smorzamento per le accelerazioni calcolate durante il processo di formatura. Nel momento del contatto della lastra con gli appoggi si instaurano infatti dei moti oscillatori della lastra stessa che rendono estremamente difficoltosa la ricerca della convergenza da parte del software. L'introduzione di tali coefficienti di smorzamento ha portato alla determinazione molto più rapida della soluzione ed a valori leggermente differenti della massima deformazione.

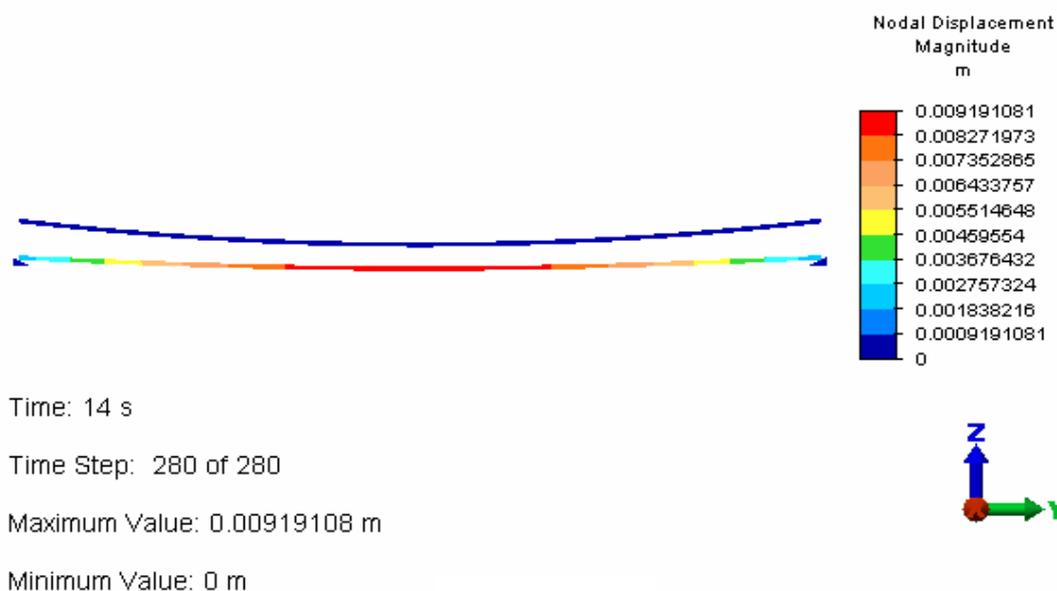


Fig. II.2.50.

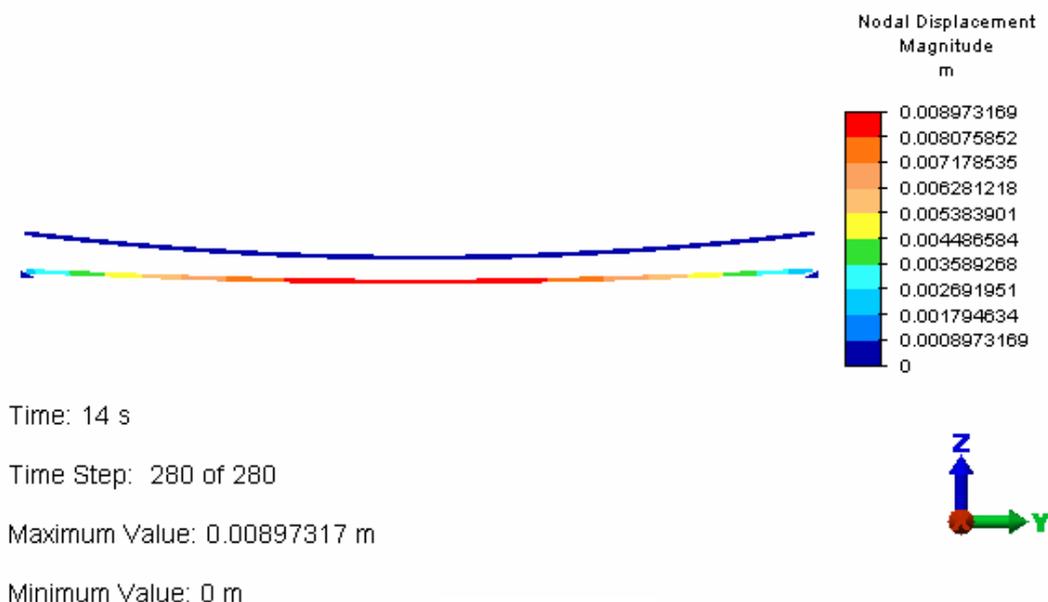


Fig. II.2.51.

Le deformazioni massime calcolate sono pari a 9,19mm e 8,97mm rispettivamente per la prima e per la seconda simulazione. Si osservi che tali valori sono dello stesso ordine di grandezza di quelli calcolati nelle precedenti simulazioni ma di circa 4mm inferiori.

Ciò è dovuto all'impostazione di un valore corretto per un parametro di scambio termico per irraggiamento, che nelle precedenti simulazioni risultava erroneamente impostato e portava alla determinazione di temperature di circa 20°C – 30°C superiori nel calcolo termico transitorio.

In figura II.2.52. si osserva il risultato della simulazione eseguita implementando l'azione del maschio di pressa. La deformata totale è pari a circa 16,6 mm al centro della lastra. Il risultato è stato raggiunto dopo circa 120 ore di calcolo durante le quali il processore è stato in continuo dialogo con il disco rigido per lo scambio di dati. La modifica di alcuni parametri di input non ha portato alcun miglioramento nella modalità di ricerca della soluzione da parte del software.

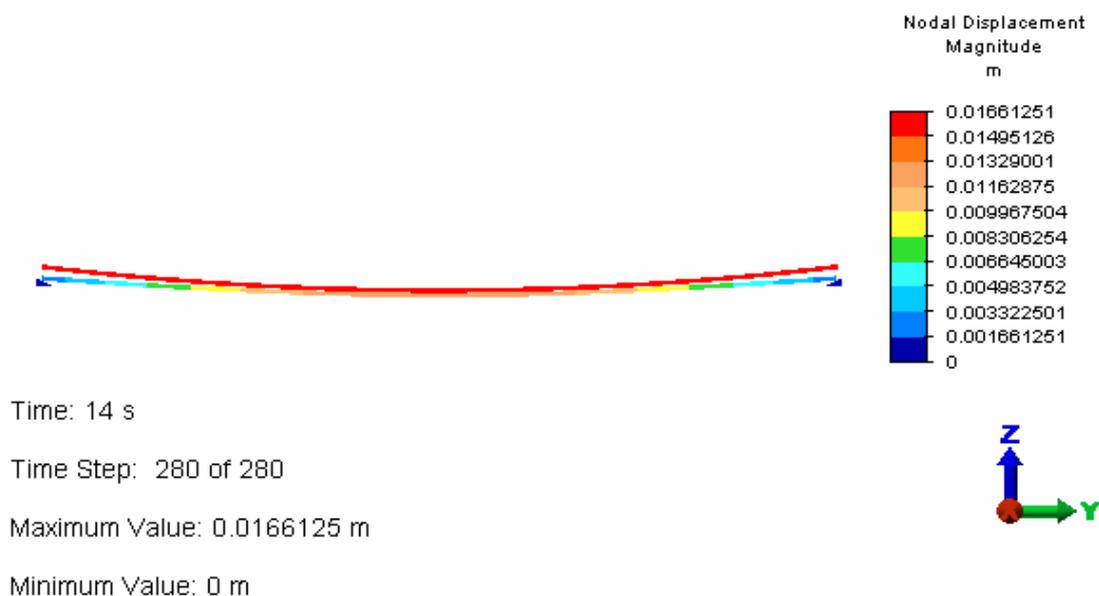


Fig. II.2.52.

### II.2.2.6. Interazione termica con il maschio di pressa

Nelle due simulazioni effettuate, è stato modellizzato lo scambio termico che ha luogo al contatto tra maschio di pressa e lastra di vetro al momento della formatura.

Lo scopo di queste simulazioni è stato quello di valutare l'abbassamento di temperatura subito dalla lastra al contatto di un corpo più freddo quale è appunto il maschio.

Nella prima simulazione il maschio è stato ipotizzato di alluminio.

Sono state inoltre simulate tre diverse temperature del maschio di pressa:

- 1) Temperatura ambiente (25°C)
- 2) 150°C
- 3) 300°C

Il modello utilizzato per queste simulazioni è rappresentato in figura II.2.53.

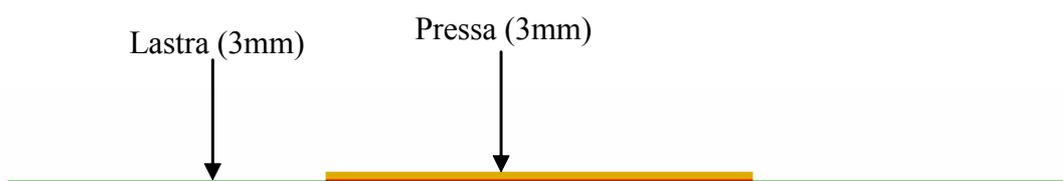


Fig. II.2.53.

I grafici II.2.54. – II.2.56. riportano la variazione di temperatura in corrispondenza di quattro nodi nell’arco di tempo di 6 secondi. In particolare:

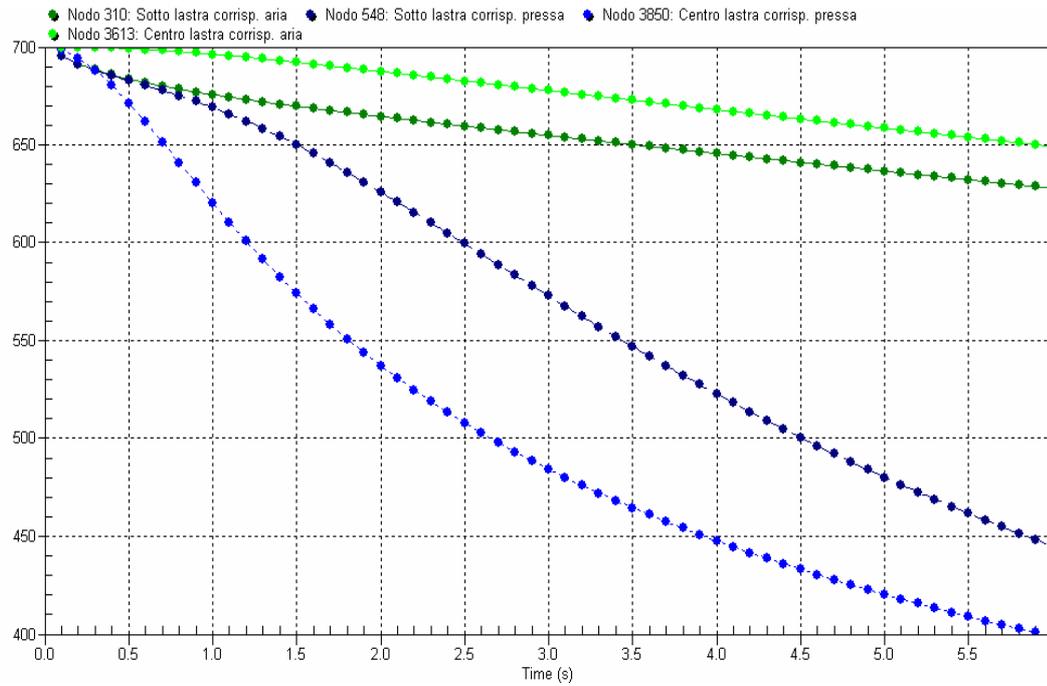


Fig. II.2.54.

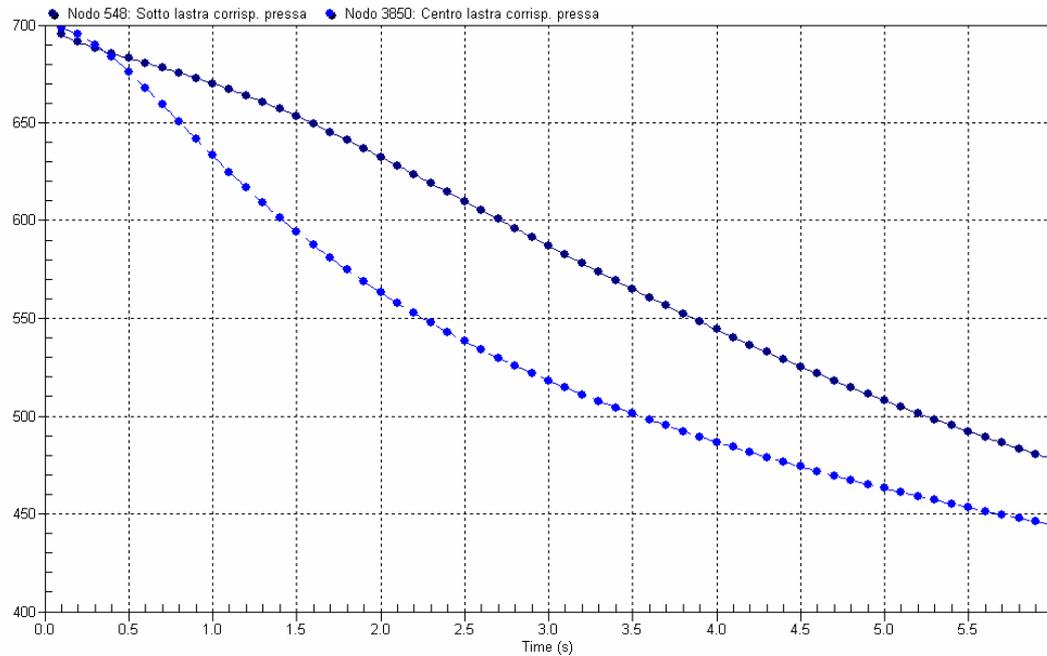


Fig. II.2.55.

ANALISI DELLA FORMATURA CON CODICE AGLI ELEMENTI FINITI

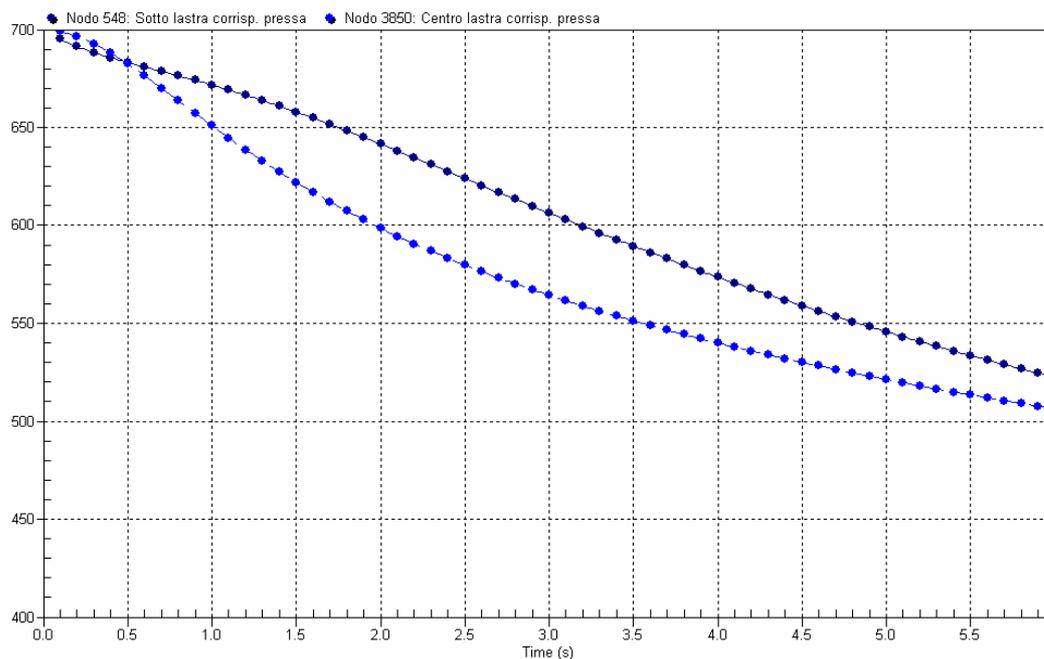


Fig. II.2.56.

I nodi 548 e 3850 sono relativi a due punti che si trovano in corrispondenza della zona interessata dallo scambio termico con il maschio di pressa; il nodo 548 si trova sulla superficie della lastra dalla parte opposta rispetto alla zona di contatto con il maschio, il nodo 3850 nel centro della lastra.

I nodi 310 e 3613 sono relativi a due punti che si trovano in una zona della lastra non direttamente interessata dallo scambio termico con il maschio di pressa.

Il nodo 310 si trova sulla superficie della lastra e il 3613 nel centro della stessa.

Nella seconda simulazione è stato preso in considerazione un modello di materiale per il maschio che rispecchia le caratteristiche reali del materiale di rivestimento.

In particolare, le caratteristiche fornite da Decofil s.r.l. riguardo al materiale Bekitherm KN C3, sono:

Calore specifico:  $500 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

Conducibilità termica:  $0.079 \text{ W}/\text{mK}$

Densità:  $950 \text{ kg}/\text{m}^3$

La densità è stata calcolata prendendo il peso per metro quadrato di materiale e pari a  $950 \text{ g}/\text{m}^2$ . La densità calcolata tiene quindi conto della porosità del foglio di materiale

dello spessore di 1mm, essendo questo costituito da un intreccio di diverse fibre.

In figura II.2.57. si osserva il modello utilizzato per questa simulazione.

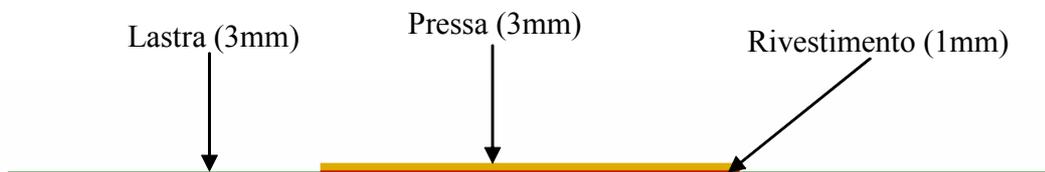


Fig. II.2.57.

Nelle figure II.2.58, 59 60 e 61 si osserva il risultato della simulazione dello scambio termico relativo a 0,5, 1, 2 e 6 secondi di simulazione rispettivamente.

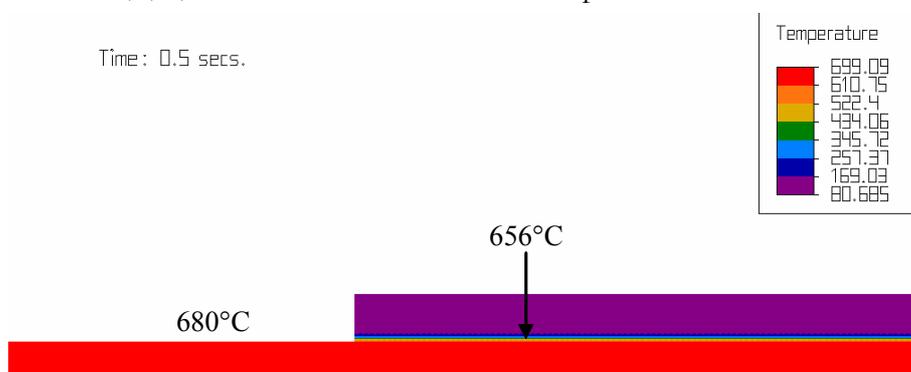


Fig. II.2.58.

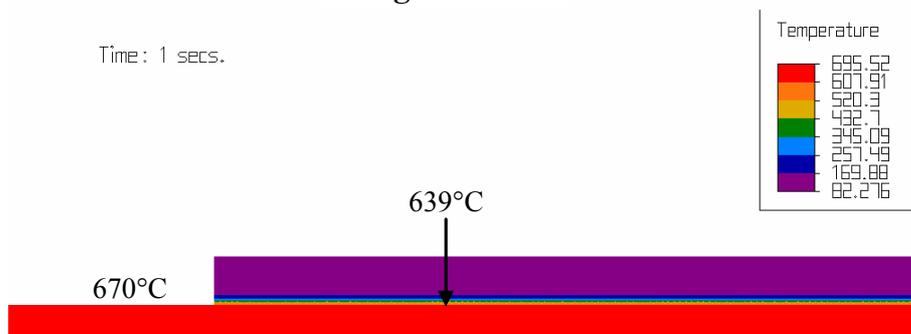


Fig. II.2.59.

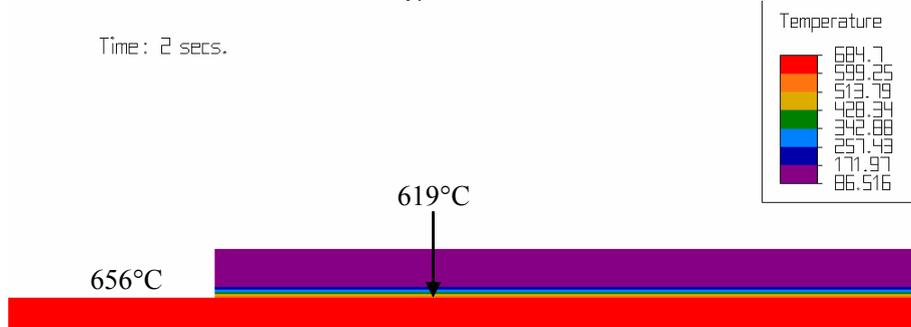


Fig. II.2.60.



Fig. II.2.61.

Dopo 0,5 secondi di contatto, un punto della lastra di vetro a contatto con il maschio di pressa (di alluminio) attraverso il materiale KN C3 subisce un raffreddamento di circa 45°C (dai 700°C iniziali) a differenza dei 20°C di raffreddamento subiti da un punto sulla superficie della lastra a contatto con l'aria. La differenza, imputabile al contatto tra lastra e maschio di pressa, è pari quindi a circa 25°C.

Dopo 1 secondo di contatto tale differenza è salita a 31°C e dopo 2 secondi di contatto a 37°C.

In figura II.2.62. è riportato il risultato dopo sei secondi di calcolo considerando un modello in cui il materiale di rivestimento sia di alluminio. Il confronto con le caratteristiche reali del materiale (figura II.2.61) risulta immediato.

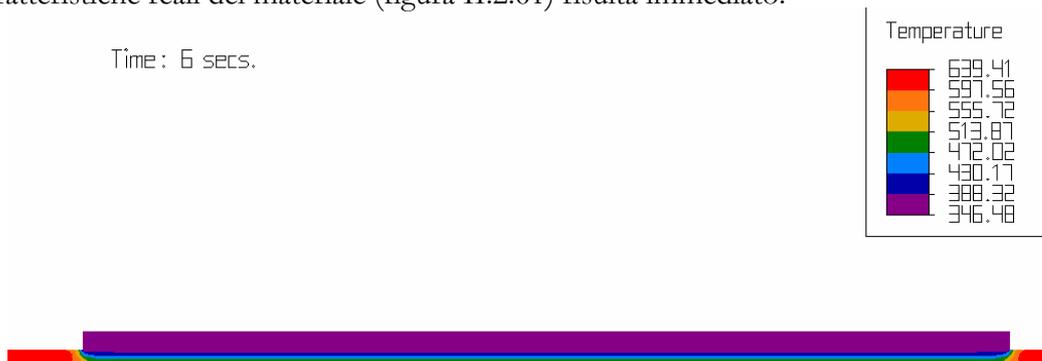


Fig. II.2.62.

### II.2.3. MODELLO DEFINITIVO E SIMULAZIONI CONCLUSIVE

Come già detto nella parte introduttiva del presente lavoro, lo scopo principale delle simulazioni effettuate deve essere quello di determinare un modello di previsione, implementabile all'interno di un software da dover sviluppare, che permetta di calcolare temperatura e deformata della lastra senza avere la necessità di possedere né saper utilizzare codici di calcolo agli elementi finiti. A questo scopo è stata eseguita una serie di simulazioni prendendo in considerazione, ogni volta, una diversa combinazione dei parametri influenzanti il processo in esame. L'insieme dei risultati così ottenuti sono stati utilizzati nell'elaborazione di un modello matematico funzione delle variabili di processo.

Una prima serie di simulazioni è stata effettuata per analizzare il processo di raffreddamento della lastra di vetro tra l'istante in cui essa esce dal forno e l'istante iniziale di tempra.

Una seconda serie di simulazioni è servita invece a valutare la massima deformazione della lastra di vetro vincolata su appoggi non reali e sottoposta alla sola azione della forza di gravità utilizzando, come dati in ingresso, i risultati uscenti dal calcolo della temperatura.

Il modello definitivo utilizzato per queste simulazioni è quello la cui mesh ha dimensioni della maglia pari a 0,375mm x 0,384mm (figura II.2.9.) ed avente le seguenti caratteristiche:

- Modello viscoelastico del vetro con viscosità e modulo di Young funzioni della temperatura e definiti al paragrafo II.2.1.2.
- Coefficiente di Poisson  $\nu = 0,2$
- Densità  $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$
- Conducibilità termica  $\lambda = 1,2 \text{ J/(s m } ^\circ\text{C)}$
- Coeff. di espansione termica  $\alpha = 88 \cdot 10^{-7} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
- Calore specifico  $C_p = 1000 \text{ J/(kg } ^\circ\text{C)}$
- Emissività  $\epsilon = 0,837$
- Temperatura dell'aria circostante  $T = 40^\circ\text{C}$

- Temperatura del vetro all'uscita dal forno  $T_f$ =variabile
- Coefficiente di convezione in aria ferma  $h$ =variabile

### II.2.3.1. Temperatura della lastra: schema completo di simulazioni e modello di previsione

Il raffreddamento della lastra di vetro è funzione del tempo e dei seguenti parametri caratterizzanti il processo in esame:

- La temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno
- Lo spessore della lastra
- Il coefficiente di scambio termico convettivo che la lastra incontra nell'ambiente esterno (coefficiente in aria ferma)

Vista l'importanza del valore del coefficiente di convezione, sul risultato dello scambio termico, si è preferito considerarlo come parametro variabile e non come una costante. La lastra di vetro, infatti, può incontrare, all'esterno del forno di riscaldamento, condizioni termiche altamente variabili. Fissare quindi il parametro convettivo ad un unico valore avrebbe notevolmente limitato la validità del risultato del modello a pochi casi reali.

Lo schema di simulazioni adottato è del tipo completo (in gergo "full factorial"). "Schema completo" significa che tutte le possibili combinazioni di valori assunti dai parametri caratterizzanti il processo in esame, vengono simulate.

I valori dei parametri sono stati presi come segue:

- Temperatura della lastra all'uscita dal forno = 680°C, 700°C e 720°C
- Spessore della lastra = 3mm e 6mm
- Coefficiente di convezione = 4, 12 e 20W/(m<sup>2</sup>\*°C)
- Tempo della simulazione = tra 0 e 14s.

In figura II.2.63 è rappresentato il risultato delle simulazioni in un grafico Excel per quanto riguarda una lastra di 3mm di spessore.

In figura II.2.64 è rappresentato lo stesso risultato sopra descritto, relativo questa

volta alle simulazioni con lastra di 6mm di spessore.

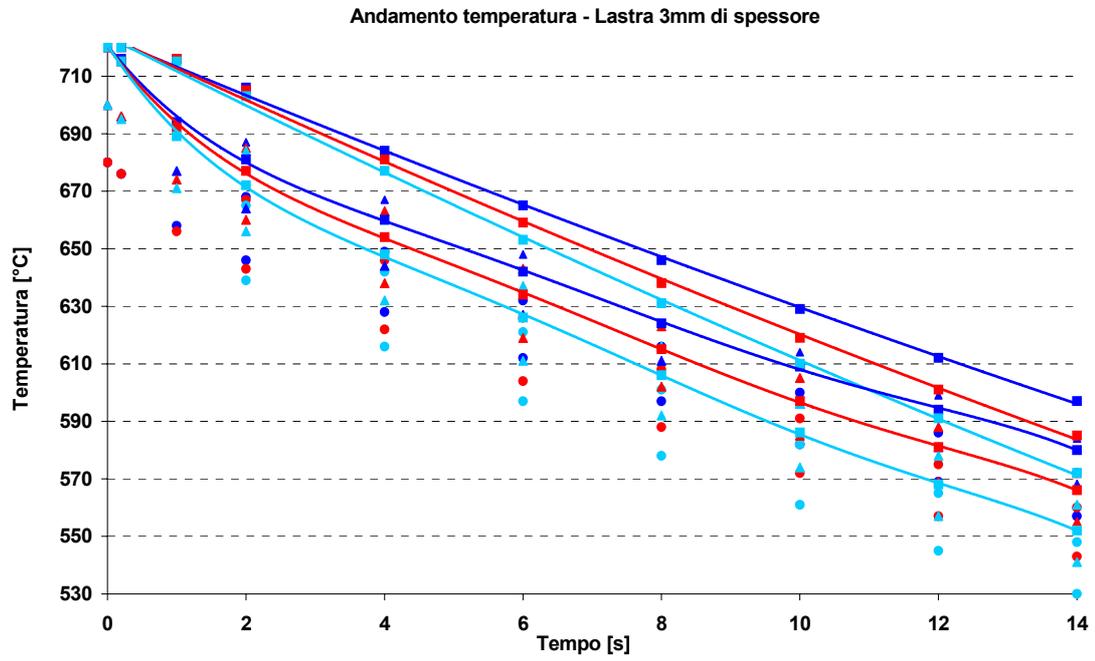


Fig. II.2.63.

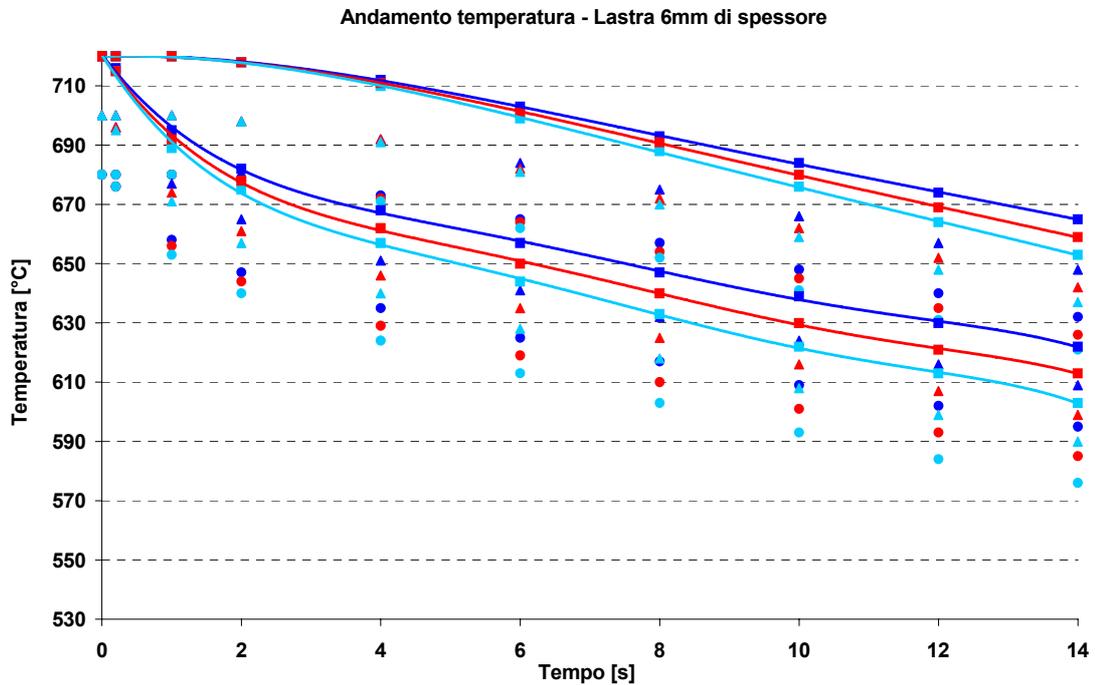


Fig. II.2.64.

Le sei curve rappresentate sono relative ad una temperatura uniforme della lastra all'uscita dal forno di 720°C. Le tre curve superiori (ad andamento pressoché rettilineo)

sono relative al cuore della lastra di vetro. Le tre curve inferiori alla superficie.

Le curve in blu, rosso e azzurro riguardano rispettivamente le simulazioni con coefficiente di convezione pari a 4, 12 e 20 W/(m<sup>2</sup>\*°C).

Nello stesso grafico sono riportati i punti relativi ai risultati delle simulazioni effettuate considerando le temperature di 680 e 700°C. Per una migliore visualizzazione non ne sono stati però rappresentati gli andamenti.

Gli andamenti di tutte le curve viste, rappresentati da una equazione polinomiale, sono stati implementati in un modello parametrico con il quale risulta possibile calcolare la temperatura della lastra di vetro, al variare del tempo e dei parametri caratteristici visti, senza necessità di effettuare alcuna simulazione agli elementi finiti.

L'errore tra modello matematico determinato e risultati delle simulazioni FEM è trascurabile, visto che le curve utilizzate per l'interpolazione dei dati – un polinomio del quinto grado per la temperatura sulla superficie del vetro e del quarto grado per il cuore – approssima in maniera pressoché esatta l'andamento dei punti rilevati (vedi figure II.2.63. e II.2.64.).

I risultati del modello sono stati implementati all'interno di un foglio di calcolo e poi inseriti all'interno del programma di calcolo SAUGE (PARTE III).

### **II.2.3.2. Deformazione della lastra: schema DOE di simulazioni e modello di previsione**

Alcuni dei risultati in uscita dal calcolo della temperatura sono stati utilizzati per le simulazioni relative alla deformata della lastra di vetro conseguente l'azione della forza di gravità.

Oltre ai parametri e ai relativi valori, visti nel caso delle simulazioni del raffreddamento della lastra di vetro, si è tenuto conto di:

- Un valore aggiuntivo dello spessore della lastra di vetro pari a 4,5mm
- Il parametro aggiuntivo : Larghezza della lastra di vetro.

Immaginando una lastra rettangolare appoggiata su due lati opposti, il parametro “Larghezza” è la dimensione della lastra priva di appoggi, ovvero la massima distanza

tra gli appoggi.

Visto il maggiore tempo impiegato dalle simulazioni riguardanti la deformata della lastra di vetro, è risultato necessario adottare uno schema semplificato di simulazioni da eseguire. Con il termine semplificato si intende il fatto che NON tutte le possibili combinazioni di valori assunti dai parametri vengono simulate – come nel caso del raffreddamento della lastra di vetro – ma solo una opportuna combinazione di essi.

Per fare questo ci viene in aiuto il “DOE” (Design Of Experiments) grazie al quale risulta possibile eseguire una serie limitata di sperimentazioni (o simulazioni FEM, nel nostro caso,) dalla quale è possibile estrapolare un modello di previsione di validità generale.

Nella terminologia DOE la funzione obiettivo è il valore numerico della variabile che si vuole analizzare a valle di un esperimento. I parametri di controllo sono quelle variabili del sistema preso in esame che, una volta impostate, non subiscono variazioni di rilievo durante il ciclo di vita del sistema stesso. Sono cioè influenzate unicamente da una decisione “umana” e sono perciò “controllabili”.

Disturbo (termine proprio del “Robust Design” più che del DOE) sono invece tutte quelle variabili che influenzano la funzione obiettivo ed il cui valore prescinde da decisioni umane. Sono, in altre parole, parametri “incontrollabili”.

La **Funzione obiettivo** è, nel nostro caso, la massima freccia ottenibile con il solo ausilio della forza di gravità.

I **Parametri di controllo** sono:

- La temperatura uniforme della lastra in uscita dal forno
- Lo spessore della lastra di vetro
- Il coefficiente di convezione in aria ferma
- Il tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura
- Il tempo di formatura.

Per semplificare il problema, visto che il dato relativo alla massima freccia ottenibile è puramente indicativo, di confronto tra due o più alternative (\*):

- Il tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura si è tenuto costante e pari a 2s.
- Il parametro “tempo di formatura” non è stato preso in considerazione. Per tutti i casi presi in esame, infatti, si è visto che la massima freccia viene raggiunta dopo circa 6s simulazione. Il tempo di formatura viene quindi fissato a questo valore e non più preso in considerazione come parametro di controllo.

(\*)Il modello viscoelastico relativo alla lastra di vetro è un modello di prima approssimazione che andrebbe migliorato e validato con sperimentazioni al vero su provini di vetro. Il risultato di queste simulazioni deve essere quindi preso in considerazione nel confronto tra diverse configurazioni di parametri, e non sarà sicuramente attendibile come risultato “a sé” ovvero come previsione dell’effettivo valore assunto dalla freccia massima.

Con queste premesse non è stato ritenuto opportuno andare a complicare più di tanto le simulazioni nel momento in cui il modello che sta alla base delle stesse simulazioni può essere oggetto di notevoli miglioramenti.

I **Parametri di disturbo** (parametri non controllabili) sono :

- Intrinseci nella mesh e nel modello FEM.

Questo disturbo è stato considerato come errore sperimentale e non è stata quindi implementata alcuna matrice esterna.

Avendo inoltre stabilito, a suo tempo, il modello FEM migliore per questo tipo di calcolo, con dimensione delle maglie della mesh di 0,375mm, ed avendo costruito ogni volta una mesh in modo manuale avente queste dimensioni, anche la valutazione dell’errore sperimentale risulta non necessaria.

Per i parametri di controllo sopra specificati sono stati stabiliti i seguenti valori limite di intervallo (livelli):

- Temperatura della lastra all’uscita dal forno = 680°C, 700°C e 720°C
- Spessore della lastra = 3, 4.5 e 6mm
- Coefficiente di convezione = 4, 12 e 20W/(m<sup>2</sup>\*°C)
- Larghezza della lastra = 800, 1400 e 2000mm

Vi è quindi la necessità di trattare un problema con quattro parametri di controllo aventi ognuno tre livelli. La matrice utilizzabile è una L9 (con nove test) visibile in figura II.2.65

	P1	P2	P3	P4
<b>Test 1</b>	1	1	1	1
<b>Test 2</b>	1	2	2	2
<b>Test 3</b>	1	3	3	3
<b>Test 4</b>	2	1	2	3
<b>Test 5</b>	2	2	3	1
<b>Test 6</b>	2	3	1	2
<b>Test 7</b>	3	1	3	2
<b>Test 8</b>	3	2	1	3
<b>Test 9</b>	3	3	2	1

Fig. II.2.65.

Con questo tipo di matrice, essendo tutte e quattro le colonne occupate da parametri di controllo, non risulta possibile una valutazione delle eventuali correlazioni esistenti tra i parametri (per dettagli fare riferimento a Montgomery o Jeff Wu).

Per correlazione tra due parametri di controllo si intende l'influenza che il valore assunto da un parametro ha sulla relazione di dipendenza che intercorre tra l'altro parametro e la funzione obiettivo. Il problema della correlazione, o interferenza, tra parametri verrà discussa più approfonditamente nel caso dello schema DOE utilizzato nelle simulazioni del raffreddamento in tempra.

In figura II.2.66. è riportato lo schema di test adottato ed i risultati ottenuti dalle simulazioni in termini di deformata (o freccia) massima (in mm). la temperatura è in °C; spessore e larghezza in mm;  $b$  in  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

	Temperatura	Spessore	Larghezza	Coefficiente h	Def max
<b>Test 1</b>	680	3	800	4	<b>16</b>
<b>Test 2</b>	680	4.5	1400	12	<b>38</b>
<b>Test 3</b>	680	6	2000	20	<b>76</b>
<b>Test 4</b>	700	3	1400	20	<b>63</b>
<b>Test 5</b>	700	4.5	2000	4	<b>110</b>
<b>Test 6</b>	700	6	800	12	<b>28</b>
<b>Test 7</b>	720	3	2000	12	<b>118</b>
<b>Test 8</b>	720	4.5	800	20	<b>30</b>
<b>Test 9</b>	720	6	1400	4	<b>78</b>

Fig. II.2.66.

In figura II.2.67 è rappresentata la deformata della lastra di vetro dopo 6 secondi di simulazione, relativa ai test 2, 5, 6 e 8. Ricordo che il tempo di formatura è stato posto costante, uguale a 6s per tutte le simulazioni. In tutti i casi, infatti, a partire da questo istante di tempo, la deformata si stabilizza.

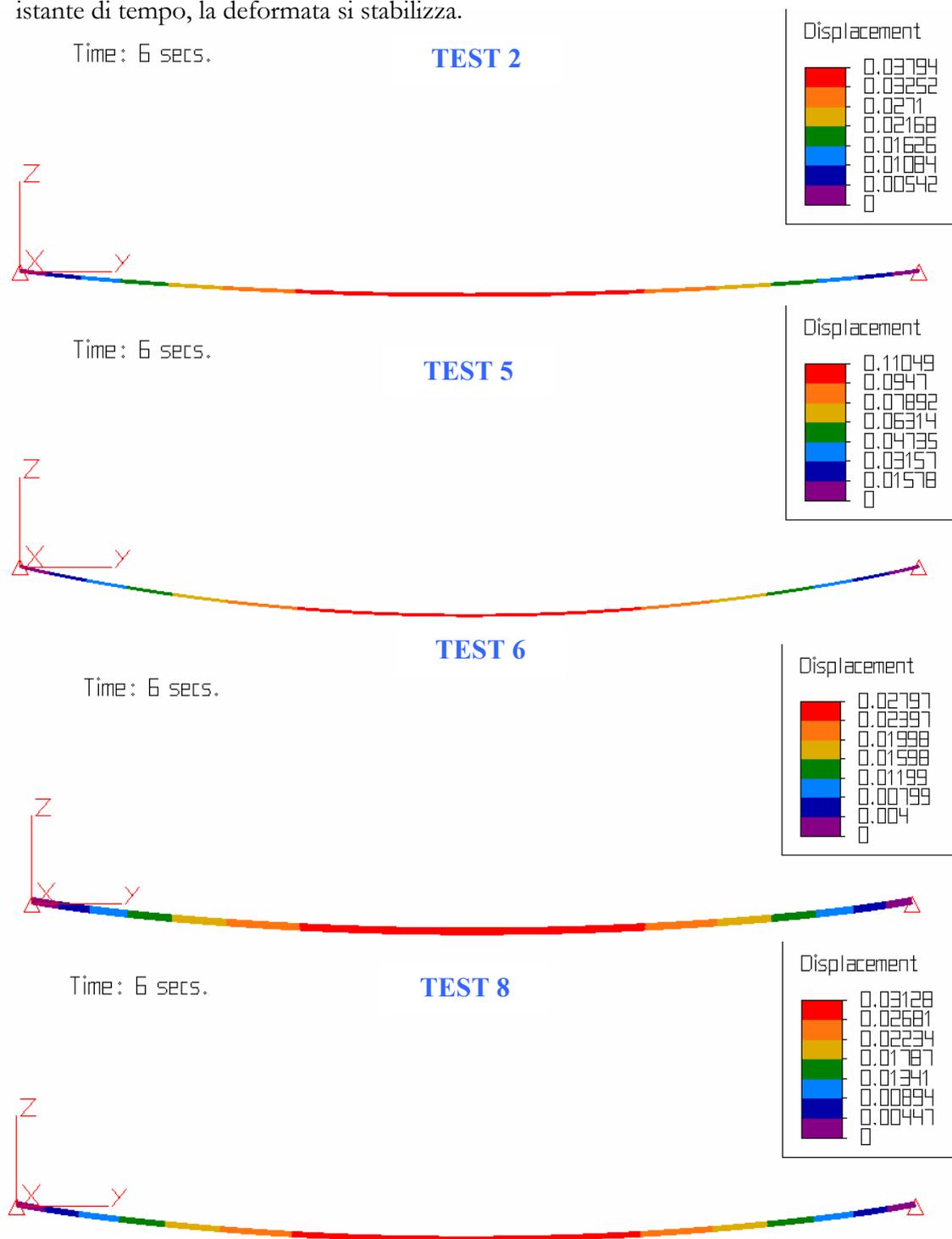


Fig. II.2.67.

In figura II.2.68. è riportato:

- 1) Nella colonna a destra il valore medio della freccia massima (in mm). E' la media dei valori calcolati (colonna "Def. Max" di figura 4)
- 2) Nella colonna centrale gli effetti (in mm) della variazione di ogni singolo parametro sul valore della freccia massima. Ad esempio, l'effetto medio dovuto ad una variazione della temperatura della lastra all'uscita dal forno da 680°C a 700°C, è di un aumento della freccia massima di 24mm. Aumentare, invece, il valore del coefficiente di convezione da 12 a 20 W/(m<sup>2</sup>\*°C), significa fare diminuire "mediamente" il valore della Freccia massima di 5mm

	Effetto sulla Freccia Max.	Valore medio Freccia Max.
Temperatura 680-700	24	61
Temperatura 700-720	8	
Spessore 3-4.5	-6	
Spessore 4.5-6	1	
h 4-12	-7	
h 12-20	-5	
Larghezza 800-1400	35	
Larghezza 1400-2000	42	

Fig. II.2.68.

	Temperatura	Spessore	Larghezza	Coefficiente h	Def max	Def max Rel.
<b>Test 1</b>	680	3	800	4	16	16
<b>Test 2</b>	680	4.5	1400	12	38	38
<b>Test 3</b>	680	6	2000	20	76	76
<b>Test 4</b>	700	3	1400	20	63	63
<b>Test 5</b>	700	4.5	2000	4	110	110
<b>Test 6</b>	700	6	800	12	28	28
<b>Test 7</b>	720	3	2000	12	118	118
<b>Test 8</b>	720	4.5	800	20	30	30
<b>Test 9</b>	720	6	1400	4	78	78

Fig. II.2.69.

I valori di figura II.2.68. vengono utilizzati per costruire un modello di previsione del valore della freccia massima.

Il risultato ottenuto è riassunto in figura II.2.69. dove, accanto ai valori calcolati nelle

simulazioni (in blu), vi sono i valori calcolati con il modello trovato (in nero: “Def max Rel.). Avendo ipotizzato la non presenza di correlazione tra parametri i valori calcolati coincidono con i valori determinati con il modello.

### II.3. ANALISI DELLA TEMPRA CON CODICI CFD

Una volta deformato il vetro secondo il profilo voluto, la lastra viene spostata nella zona di tempra. Il processo di tempra, eseguito per conferire la necessaria durezza superficiale alla lastra di vetro, viene effettuato con l'ausilio di soffianti dotate di un certo numero di ugelli dai quali l'aria fuoriesce alla velocità di circa 140m/s (variabile a seconda delle applicazioni). L'aria viene letteralmente sparata sulla superficie della lastra di vetro, al termine della fase di formatura, per conferire, alla lastra stessa, il voluto stato di tensioni superficiali. Nell'arco di tempo di 5 secondi la temperatura della lastra si abbassa di circa 300 – 350°C.

Fondamentale, ai fini del corretto conferimento dello stato tensionale, è il coefficiente di scambio termico convettivo  $h$  che si instaura all'interfaccia aria – superficie del vetro. Molti sono i parametri che influenzano tale coefficiente quali ad esempio:

- Le dimensioni degli ugelli.
- La distanza degli ugelli dalla superficie del vetro.
- La dimensione del volume utile – tra un ugello e l'altro e il cielo della soffiante di tempra – all'evacuazione dell'aria calda.
- L'inclinazione dell'asse del getto d'aria relativamente alla superficie del vetro.
- La configurazione spaziale degli ugelli.
- La distanza tra un ugello e l'altro.

Obiettivo di questa parte della ricerca era, come già descritto, indagare attraverso simulazioni con codici CFD, l'effetto di questi parametri sul coefficiente di scambio termico convettivo, con lo scopo ultimo di estrapolare, dalle simulazioni effettuate, un modello di previsione del raffreddamento della lastra di vetro in tempra in funzione dei parametri più significativi.

Per maggiori dettagli al riguardo consultare la parte introduttiva del presente lavoro.

Per comodità, tutte le simulazioni relative alla fase di tempra sono state numerate in maniera progressiva.

### II.3.1. ALGOR: MODELLI 2D DI UN SINGOLO UGELLO ASSIALSIMMETRICO

#### II.3.1.1. Procedura di calcolo

E' stato simulato un getto d'aria alla velocità di 140m/s fuoriuscente da un ugello con le dimensioni riportate in figura II.3.1. La mesh rappresentata in figura è relativa alle prime due simulazioni effettuate.

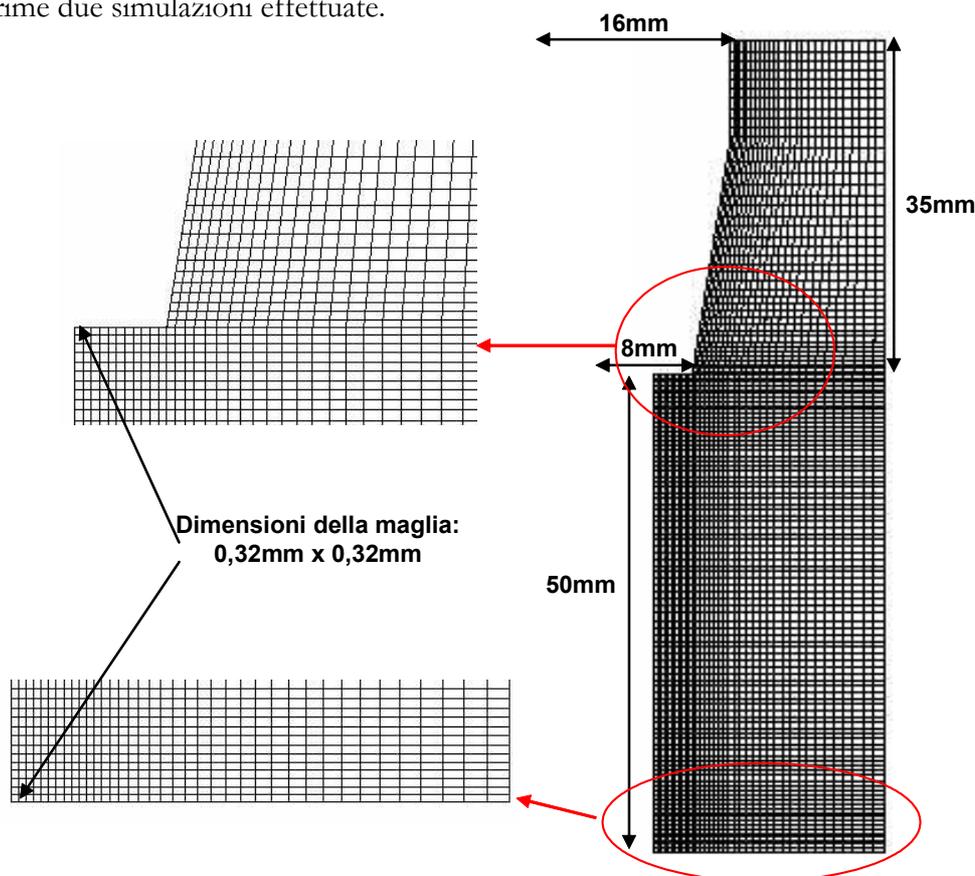


Fig. II.3.1.

La procedura considera il modello simmetrico rispetto all'asse delle Z; si è quindi potuto prendere in considerazione il solo mezzo modello rappresentato in figura ed eseguire il calcolo con numero di equazioni ridotto rispetto al modello intero. Le analisi effettuate sono, per problemi di convergenza, non stazionarie ed il getto acquista quindi progressivamente, a partire da un valore di velocità nullo, la velocità di regime di 140m/s. Si è tentato, in prima battuta – considerate stazionarie le caratteristiche del flusso a regime – di eseguire i calcoli in regime stazionario, utilizzando una curva di carico appropriata. Già però a partire dai primi passi del primo calcolo eseguito, il

software ha interrotto la simulazione ed avvertito sulla necessità di eseguire la simulazione in regime non stazionario.

Data la velocità del getto considerato, l'intervallo di tempo totale di simulazione, impostato nel primo calcolo, è di 0,026s. In altre parole, la curva di carico passa dal valore nullo all'istante zero, fino al valore unitario (velocità dell'aria a regime) in corrispondenza dell'istante  $t = 0,026s$ . Si è fatto ciò per poter impostare un numero di step (passi di risoluzione nell'intervallo di tempo) non troppo elevato e quindi essere più "comodi" nell'inserimento dei dati in Algor. Prendere in considerazione un intervallo di simulazione più elevato e, conseguentemente, un numero di passi più alto, non avrebbe comportato alcuna differenza dal punto di vista dei risultati del calcolo. In alcune simulazioni successive è stato poi prolungato il tempo in cui si ha il valore di velocità di regime, per osservare una eventuale stabilizzazione nel profilo di velocità del getto.

I dati in uscita dalle simulazioni fluidodinamiche sono stati utilizzati in ingresso al calcolo di scambio termico stazionario sulla superficie del vetro, per valutare il coefficiente di scambio termico convettivo all'interfaccia.

### II.3.1.2. Parametri di calcolo e condizioni al contorno

Tenendo conto della dimensione di 8mm del diametro di uscita dell'ugello e della velocità e caratteristiche dell'aria, il numero di Reynolds caratteristico del modello è pari a 70000.

Le caratteristiche dell'aria sono quelle di default del software e precisamente:

Densità di massa: 1,2076 kg/m<sup>3</sup>

Viscosità dinamica: 0,000017995 N\*s/m<sup>2</sup>

Implementata nel calcolo è l'analisi di fenomeni di turbolenza e dell'effetto della accelerazione di gravità.

Condizioni di impermeabilità (velocità nulla lungo tutte le direzioni) sono state imposte sulle superfici dell'ugello e sul cielo della soffiante come, ovviamente, pure sulla superficie della lastra di vetro, mentre nessuna condizione al contorno sul profilo di velocità è stata presa in considerazione sulla superficie di sfogo dell'aria

corrispondente alla parete destra della mesh, parallela all'asse delle Z.

### II.3.1.3. Mesh

Le prime due simulazioni presentano la mesh generata manualmente visibile in figura II.3.1. Il numero di nodi è di 4697 e quello di elementi di 4527. La mesh è stata generata tenendo conto degli effetti che il getto di aria ha all'interfaccia con pareti rigide (strato limite) e di eventuali fenomeni di turbolenza, ed è stata quindi infittita nelle zone critiche. Gli elementi più piccoli hanno dimensione pari a 0,32mm e si trovano in corrispondenza dell'uscita del getto dall'ugello, e della superficie del vetro.

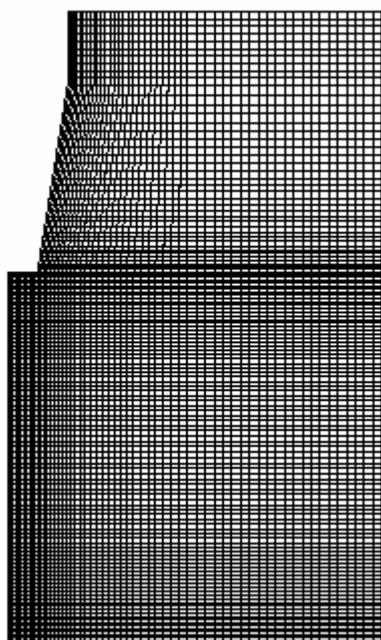


Fig. II.3.2.

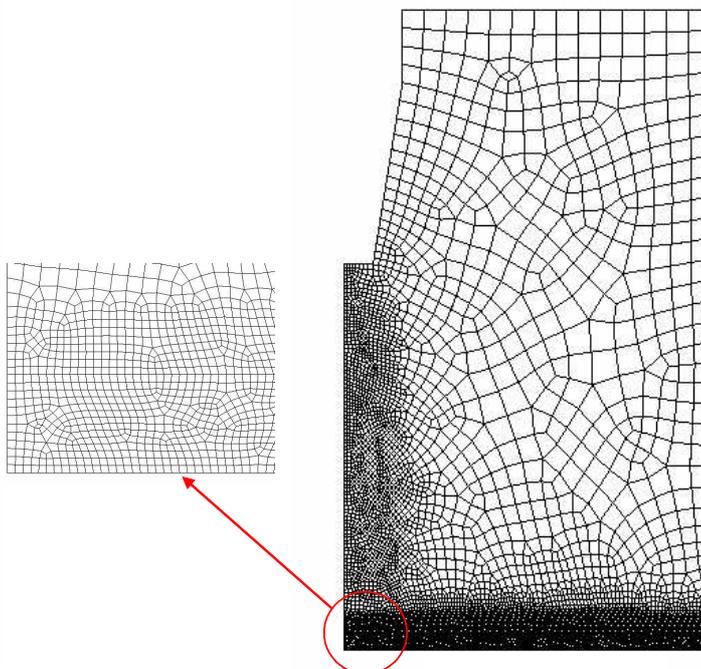


Fig. II.3.3.

La terza simulazione presenta una mesh (fig. II.3.2.) di 7601 nodi e 7409 elementi avendo aggiunto, come già accennato, una parte in più sulla destra del modello utilizzato per le prime due simulazioni (fig.II.3.1). Invariate sono le dimensioni degli elementi critici. Per le ultime tre simulazioni la mesh è stata fatta generare in automatico dal software mantenendo pressoché invariato il numero totale di elementi bidimensionali e la dimensione degli elementi in corrispondenza della superficie della lastra di vetro (figura II.3.3.).

### II.3.1.3. Simulazioni

#### Simulazione 1

In figura II.3.4. sono rappresentate le configurazioni non stazionarie del flusso di aria in corrispondenza dei tempi di simulazione di 0,0085, 0,0148, 0,0218 e 0,026 secondi (termine della simulazione). In figura II.3.5. è riportato invece il particolare dell'interfaccia tra aria e vetro in prossimità dell'asse di simmetria del getto, al tempo di fine simulazione (0,026s). Il profilo di velocità cambia bruscamente all'interno degli elementi che si trovano a contatto con la lastra di vetro.

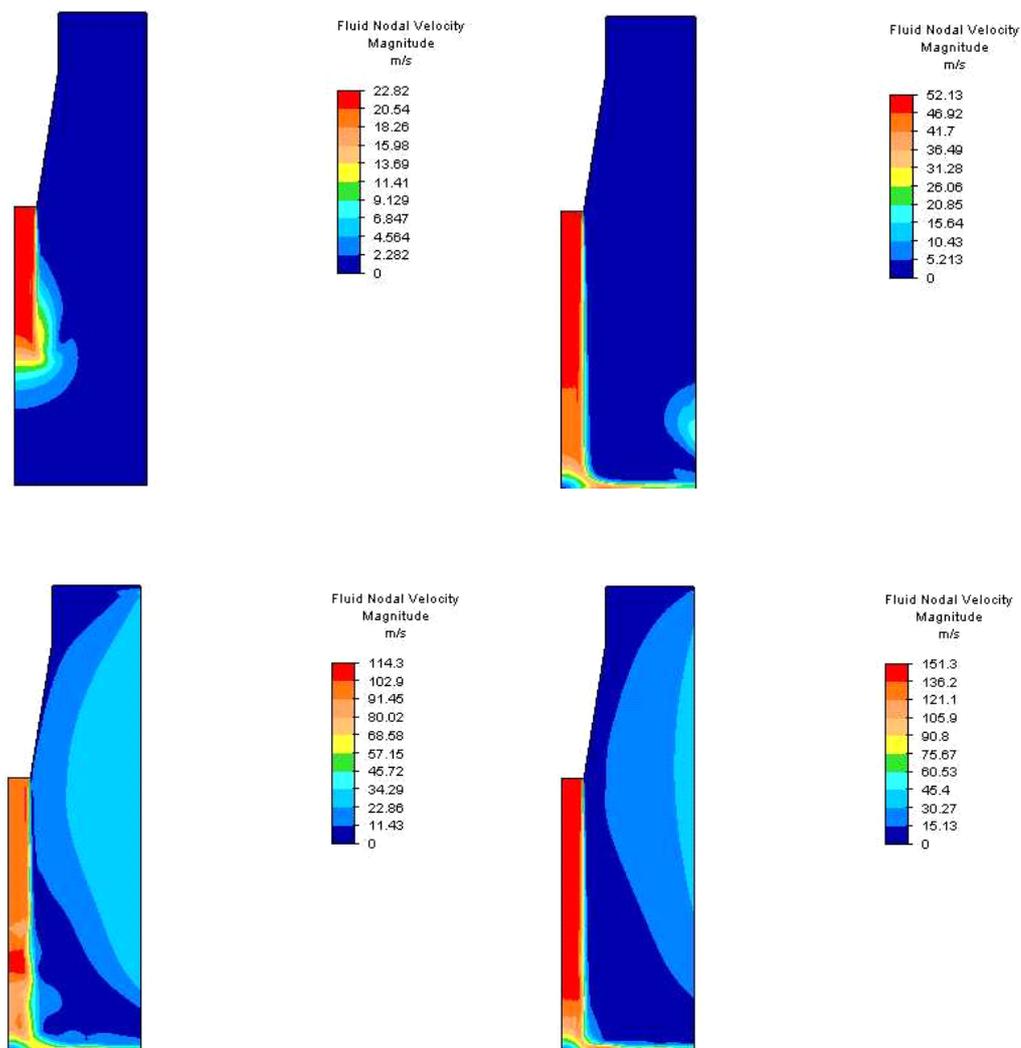


Fig. II.3.4.

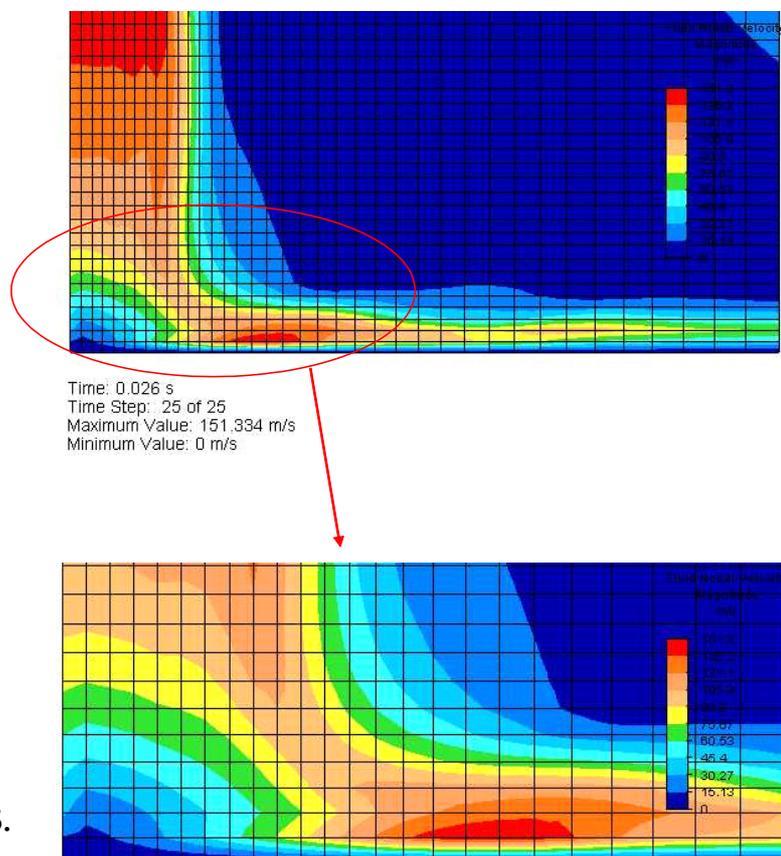


Fig. II.3.5.

La velocità massima calcolata al termine della simulazione è di 151,33 m/s. Non è comunque una velocità di regime, dato che il flusso raggiunge la sua velocità massima solo in corrispondenza del termine della simulazione. Nel seguente calcolo la simulazione è stata estesa a 0,038 secondi totali

### Simulazione 2

In figura II.3.6. è riportato il profilo di velocità del flusso in corrispondenza di 0,0268, 0,0292, 0,0332 e 0,038 secondi. Si osserva lo stabilizzarsi della velocità massima attorno al valore di 164m/s.

Nelle due simulazioni ora viste si è osservato un profilo turbolento di velocità instauratosi sulla superficie di sfogo dell'aria alla destra del modello, ove non sono state poste condizioni al contorno sulla velocità del flusso. Tale profilo si instaura subito dopo che il flusso in uscita dall'ugello percorre la lastra di vetro ed esce dalla mesh. E'

sorto quindi il dubbio che tale risultato dipendesse da una non convergenza del modello piuttosto che da un fenomeno fisico.

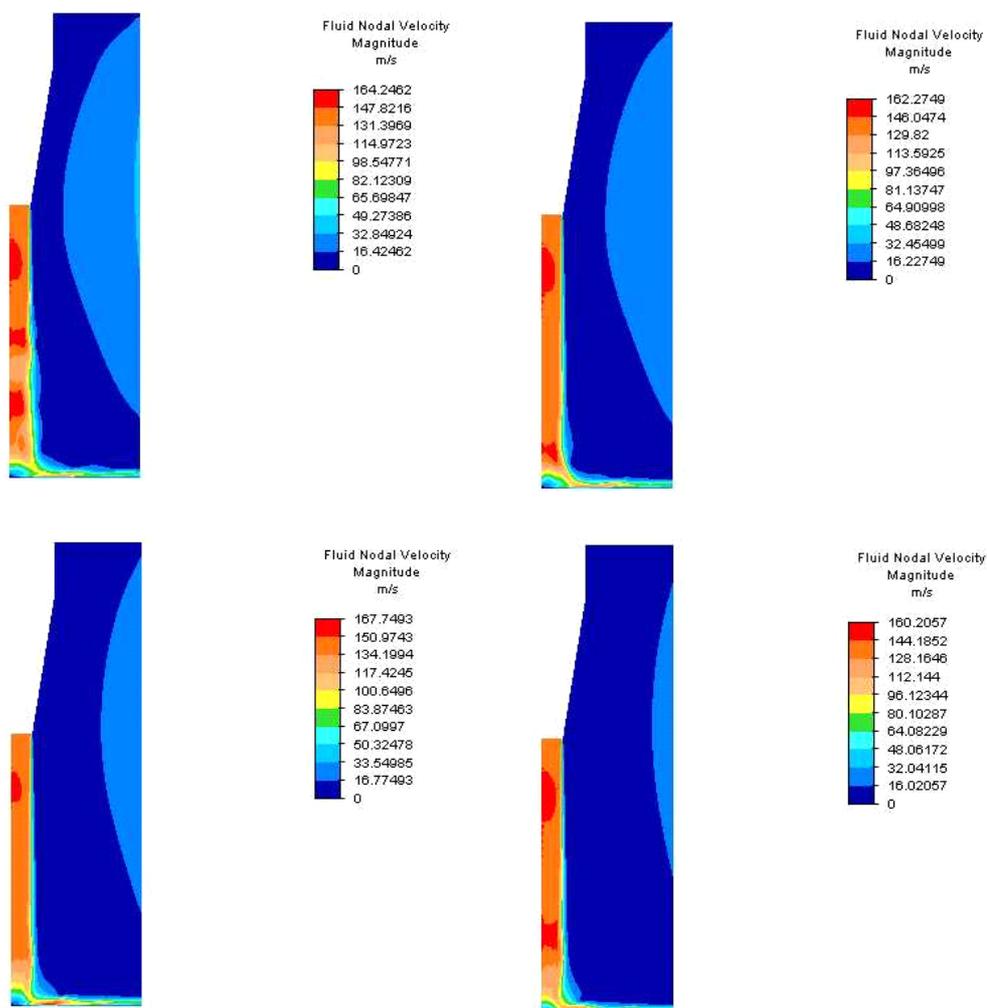


Fig. II.3.6.

### Simulazione 3

Alla luce di queste considerazioni si è ritenuto necessario eseguire una simulazione ampliando la zona di sfogo dell'aria sulla destra del modello. Il risultato, al termine di 0,026s, è visualizzato in figura II.3.7. La velocità massima calcolata, pari a 146,06m/s, risulta inferiore a quella calcolata nelle precedenti simulazioni. Il profilo di turbolenza calcolato risulta inoltre diverso dal precedente ed è interessante notare come anche esso si genera nel momento in cui il flusso d'aria che scorre sul vetro, fuoriesce dalla

superficie di sfogo. Si osservino al proposito le immagini di figura II.3.8. che riportano il profilo di velocità in corrispondenza degli istanti di tempo in cui il flusso turbolento del getto supera il campo spaziale coperto dalla mesh.

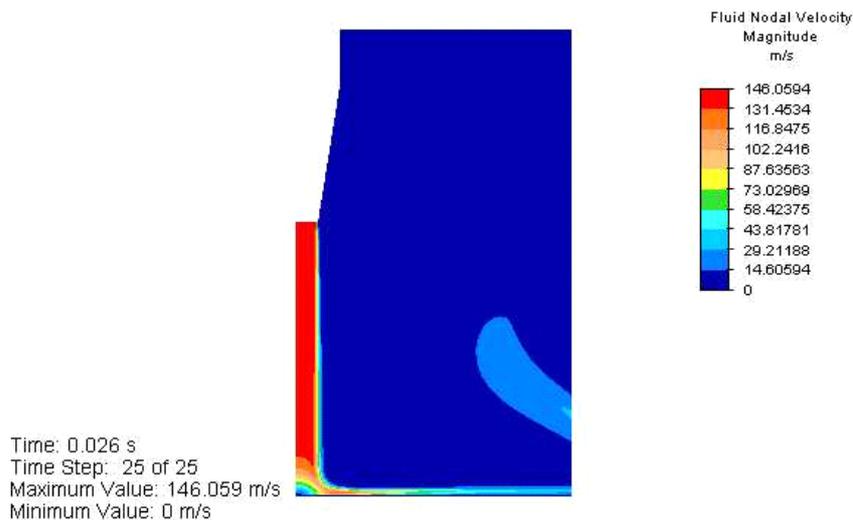


Fig. II.3.7.

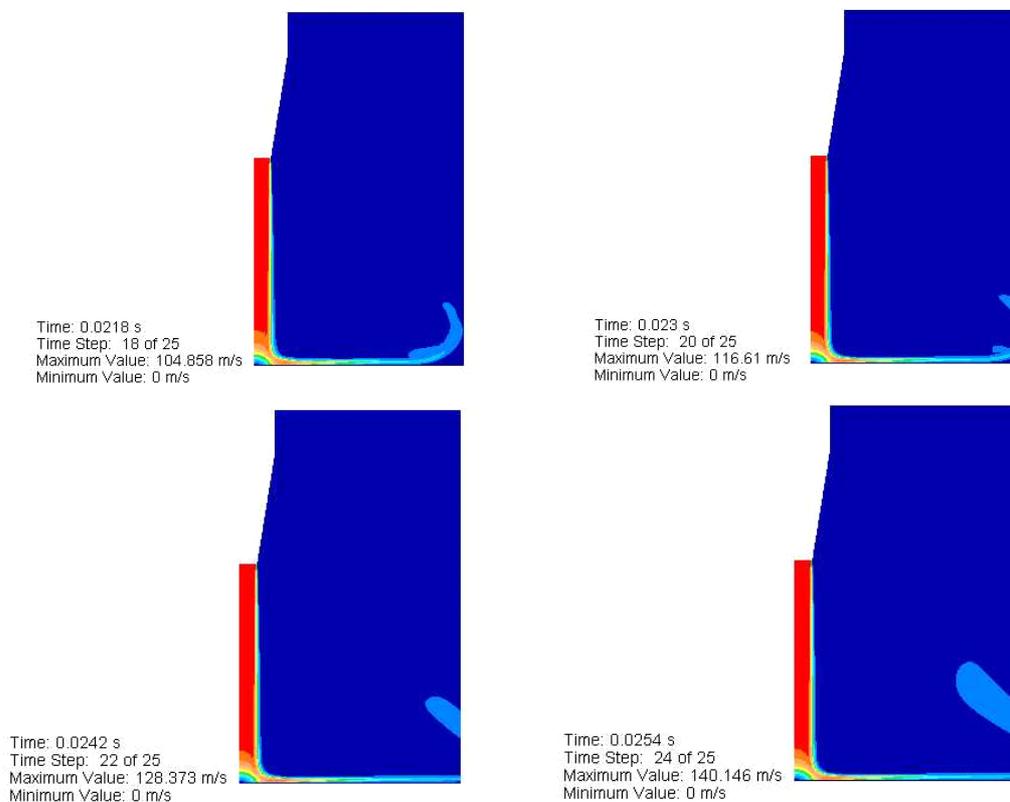


Fig. II.3.8.

Simulazione 4

In figura II.3.3. si osserva la mesh utilizzata per questa simulazione, generata automaticamente dal software ed ottimizzata in quelle regioni interessate maggiormente dal flusso di aria ad alta velocità.

Nella stessa figura si osserva il particolare della mesh, all'interfaccia tra lastra di vetro e aria, in corrispondenza dell'asse dell'ugello.

La figura II.3.9. mostra il risultato delle temperature calcolate nella simulazione termica stazionaria utilizzando in ingresso il profilo di velocità calcolato nella simulazione fluidodinamica.

L'aria all'uscita dal getto ha una temperatura di 40°C e la lastra di vetro è stata posta ad una temperatura di 600°C.

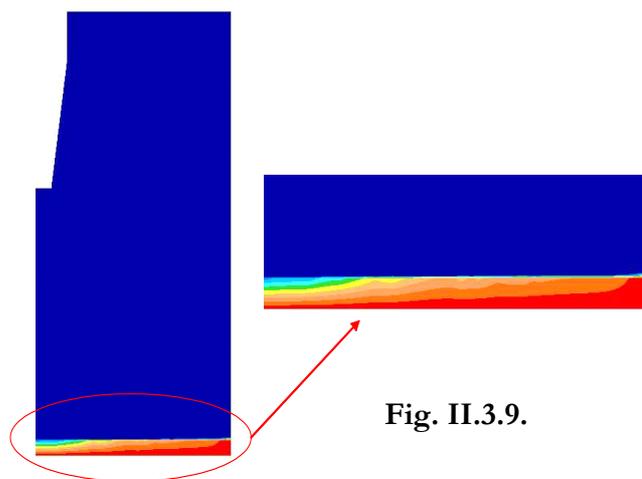


Fig. II.3.9.

Il calcolo del coefficiente di convezione ha dato luogo al grafico di figura II.3.10.

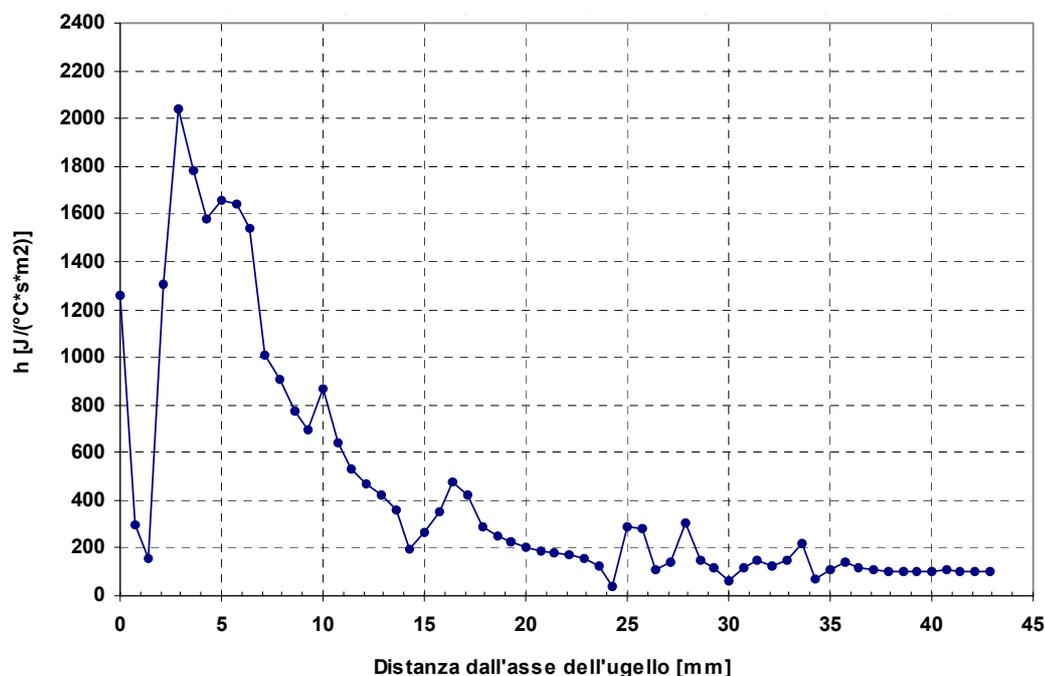


Fig. II.3.10.

### Simulazione 5

La simulazione precedente presenta un tempo di calcolo totale di 0,0085 secondi. Tale tempo, unito all'opportuna scelta del numero dei passi di calcolo all'interno di ogni singolo intervallo di tempo, è stato imposto per fare sì che il getto raggiunga la velocità di 140 m/s prima di colpire il vetro. Si ottiene in tal modo un regime quasi stazionario in tempi di calcolo ragionevoli. Si è parlato di quasi stazionarietà in quanto il calcolo eseguito è in realtà non stazionario e le velocità variano, quindi, istante per istante. Raggiunta però la velocità di uscita a regime del getto, si può ipotizzare che la differente configurazione delle velocità, all'interfaccia con la lastra, non comporti variazioni macroscopiche nel coefficiente di convezione termica sulla superficie del vetro. Per dimostrare ciò è stata eseguita una simulazione con stessi parametri della 4 ma con tempo di calcolo totale inferiore e pari a 0,0076 secondi. Il coefficiente di convezione all'interfaccia è rappresentato in figura II.3.11.

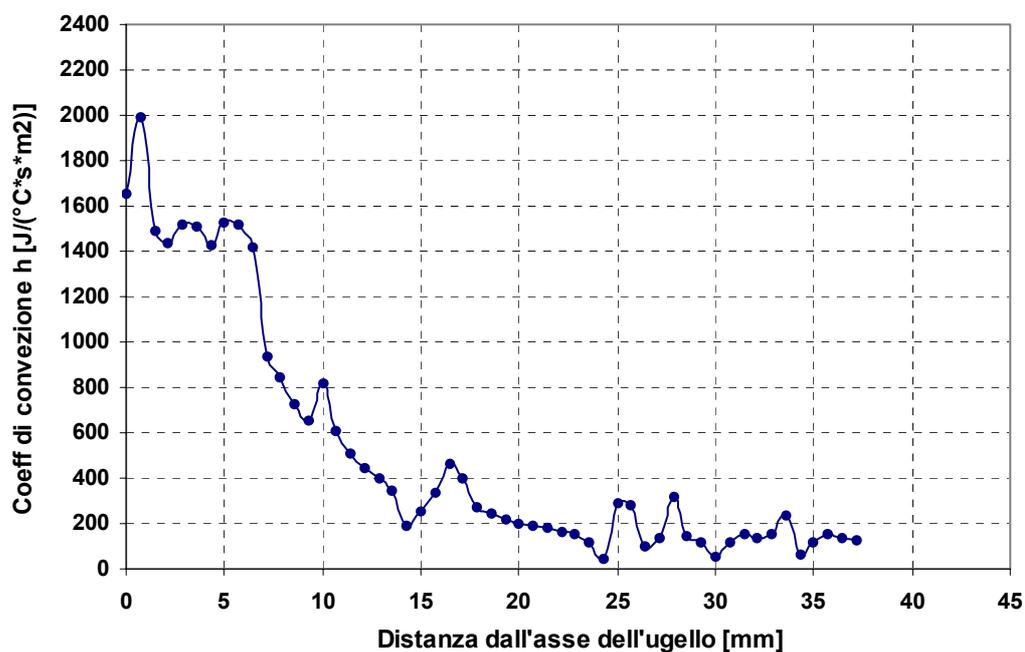


Fig. II.3.11.

L'andamento generale è molto simile a quello della 4 simulazione tranne che nella parte iniziale – in corrispondenza della zona di “impingement” – dove peraltro si è riscontrata una sensibilità del calcolo relativamente alla densità della mesh.

Confrontando i risultati a partire dal punto sulla lastra distante otto millimetri dall'asse dell'ugello, si è ottenuto il grafico di figura II.3.12., in cui i valori sono stati interpolati utilizzando una polinomiale di quarto grado.

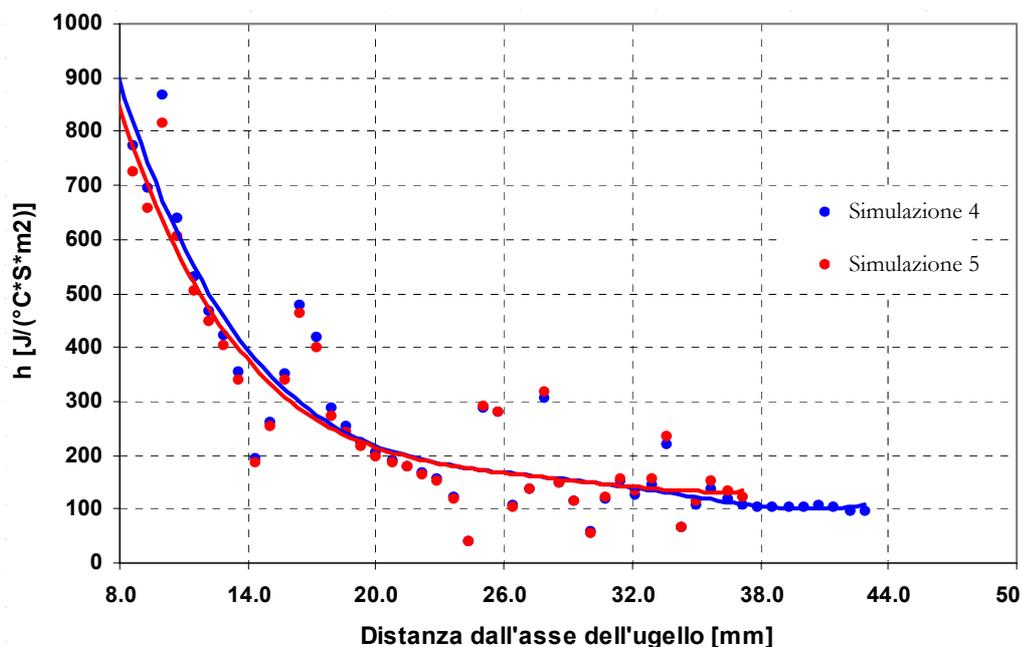


Fig. II.3.12.

In figura II.3.13. sono riportate tre configurazioni del getto in corrispondenza di tre istanti successivi. In particolare, L'ultima configurazione sulla destra è quella finale, al termine dei 0,0076 secondi di simulazione, utilizzata per il calcolo del termico stazionario.

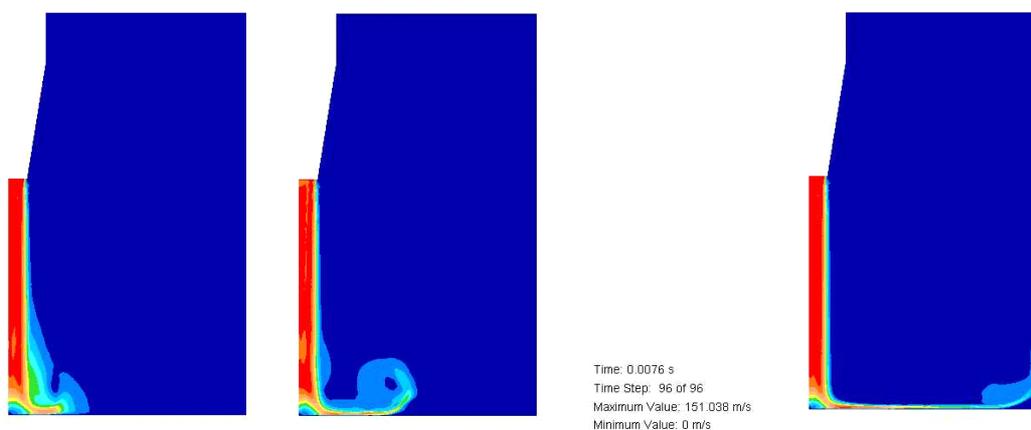


Fig. II.3.13.

*Nota:* a causa, probabilmente, della configurazione fluidodinamica fortemente turbolenta, il calcolo del termico stazionario ha portato a valori spesso non congruenti. Per verificare che ciò non influenzasse il calcolo del coefficiente di convezione, sono state eseguite alcune simulazioni variando le condizioni al contorno di temperatura, in modo da esaltare eventuali incongruenze. Le variazioni riscontrate nel calcolo del coefficiente di convezione sono risultate trascurabili, soprattutto se consideriamo l'andamento generale del coefficiente sulla lastra di vetro.

*Osservazione:* il coefficiente medio di convezione termica, calcolato con i valori compresi tra l'asse del getto e la distanza di due centimetri, è pari a **609**  $J/(^{\circ}C*s*m^2)$ ; quello tra l'asse e tre centimetri di distanza è pari a **514**. Gli stessi valori, determinati con la formula di Martin ("Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces", in J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Jr., Eds., Advances in Heat Transfer, Vol. 13, Academic Press, New York, 1977.), sono pari rispettivamente a **840** e **620**.

#### Simulazione 6

Le simulazioni 4 e 5 sono state ottenute con una mesh di 4999 nodi nella simulazione fluidodinamica. La simulazione successiva, la 6, è stata eseguita con una mesh di 3101 nodi per valutare l'entità della variazione nel calcolo del coefficiente di convezione termica in dipendenza, appunto, della densità di mesh.

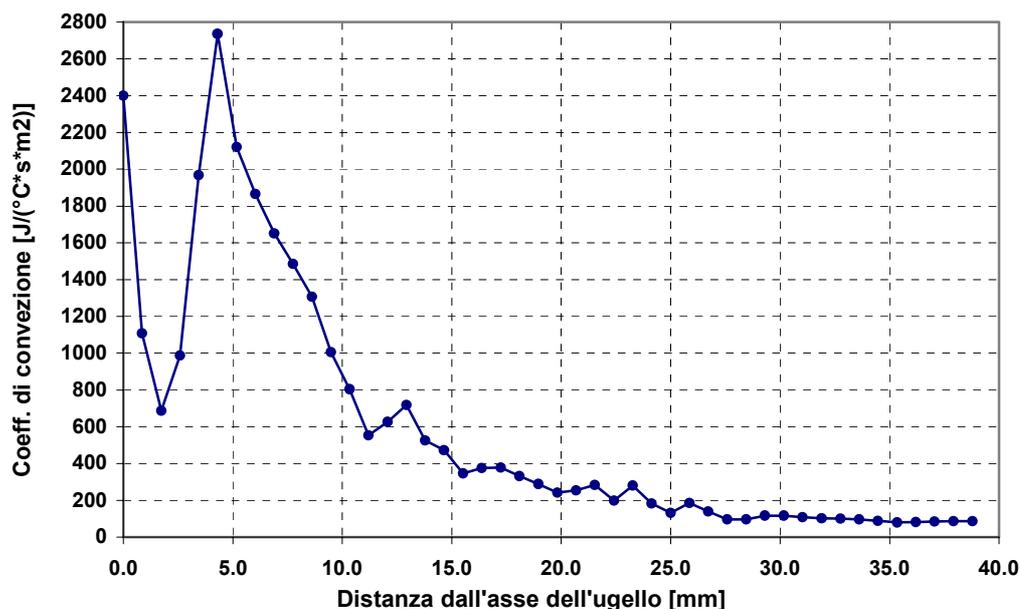


Fig. II.3.14.

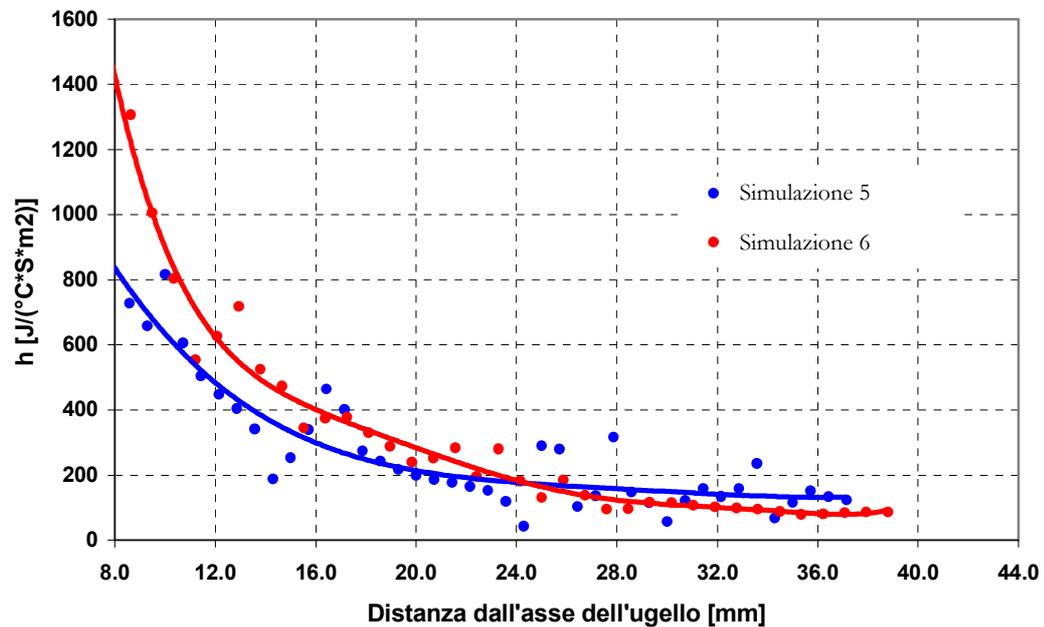


Fig. II.3.15.

Il grafico di figura II.3.14. mostra i valori di  $h$  calcolati e la figura II.3.15. il confronto con la simulazione 5. In quest'ultimo grafico sono mostrati i valori a partire da circa 8mm di distanza dall'asse dell'ugello, per non tenere conto dell'errore indotto dalla densità di mesh nella zona di impatto del getto. Si nota una differenza considerevole fino a circa 16 – 18 mm di distanza; la differenza in seguito si affievolisce fino ad annullarsi per distanze maggiori.

### II.3.2. ALGOR: MODELLI 2D DI UN SINGOLO UGELLO A LAMA

Volendo studiare l'interazione tra ugelli adiacenti, è risultato necessario passare dal modello assialsimmetrico al modello planare. Nel modello assialsimmetrico, infatti, è possibile simulare un solo ugello con asse di simmetria coincidente con l'asse delle Z. Gli eventuali altri ugelli ad esso adiacenti, verrebbero visti dal software come corone circolari con centro sull'asse zeta.

Utilizzando un modello planare l'ugello non risulta più modellizzato come un ugello circolare ma bensì come un ugello a lama.

#### II.3.2.1. Simulazioni con lastra piana

##### Simulazione 7

La prima simulazione effettuata con tale modello ha portato a calcolare il coefficiente di convezione termica riportato in figura II.3.16.

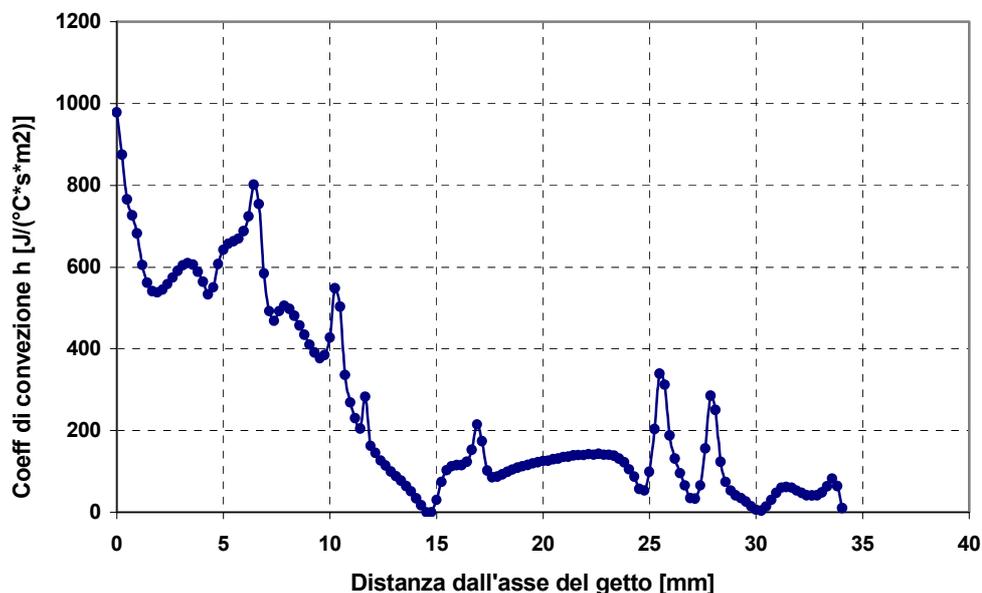


Fig. II.3.16.

In figura II.3.17. è raffigurata la mesh di 9889 nodi utilizzata per questa simulazione e la configurazione della velocità in corrispondenza di tre successivi tempi di calcolo. L'ultima configurazione rappresentata in basso a destra è quella di input al calcolo termico stazionario il cui risultato, in termini di temperatura nella lastra, è rappresentato

in figura II.3.18.

Si osservano ancora una volta, in figura 12c, i vortici laterali generatisi a causa dell'interrompersi "premature" della mesh.

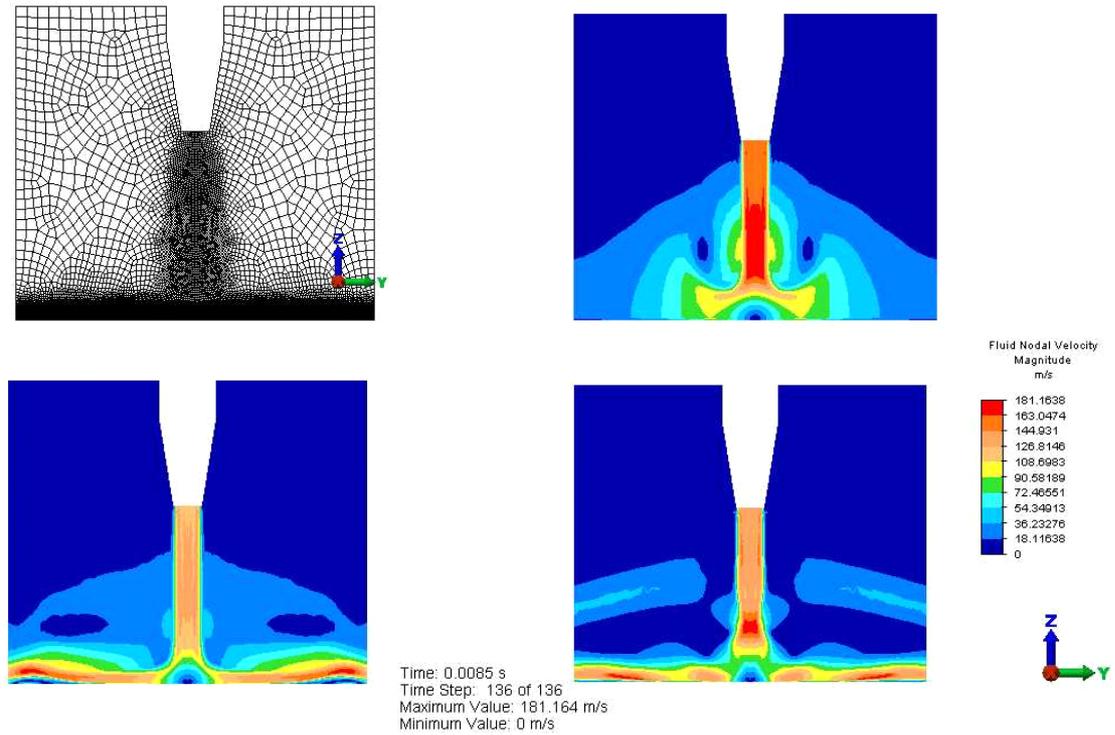


Fig. II.3.17.

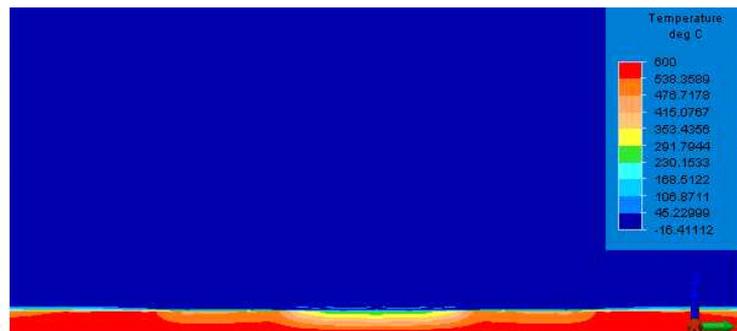


Fig. II.3.18.

*Osservazione:* anche in questo caso si sono andati a confrontare i valori medi del numero di Nusselt calcolati con quelli determinabili dalla formula sperimentale del Martin.

Il valore Nu medio calcolato tra 0 e 3,2cm dall'asse del getto è pari a

270J/(°C\*m2\*s); quello tra 0 e 3,4cm è pari a **256**. I corrispondenti valori calcolati con la formula sperimentale sono pari a **244,4** e **243,4**. Prima dei 3,2 cm termina la validità della formula di Martin mentre al di là dei 3,4cm di distanza non sono stati registrati valori del coefficiente di scambio termico.

### Simulazione 8

E' stata effettuata diminuendo il tempo di calcolo della 7 dal valore di 0,0085 secondi a quello di 0,00475 s. Al tempo di simulazione inferiore corrisponde, infatti, una configurazione di velocità più uniforme – anche a causa del fatto che i vortici laterali all'uscita della mesh non si sono del tutto formati – che potrebbe portare a calcolare valori differenti del coefficiente di convezione. Alla luce di questo e di quanto detto nella nota precedente è opportuno fare la seguente:

*Osservazione:* E' bene cercare di svincolare il calcolo del coefficiente di convezione da parametri di disturbo, quali ad esempio il tempo di calcolo; di “disturbo” nel senso che possono condizionare il calcolo del coefficiente di convezione non essendo però parametri reali influenzanti il fenomeno. Se si effettuano due simulazioni per vedere l'influenza della distanza ugello – lastra sul coefficiente di convezione, e la simulazione è disturbata dal tempo di calcolo o da come applico la temperatura sulla lastra di vetro, poco potrò dire dell'influenza del parametro reale sul coefficiente di convezione.

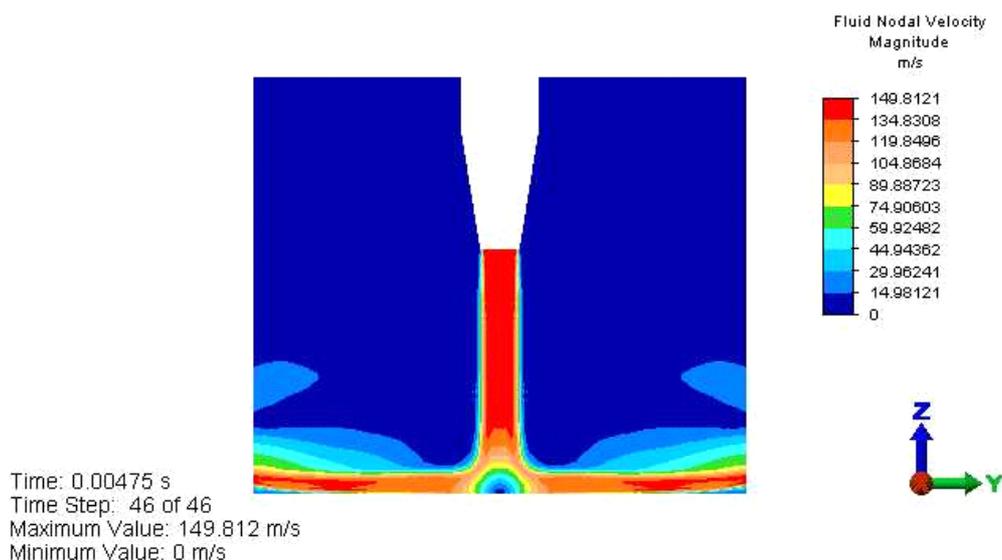


Fig. II.3.19.

In figura II.3.19. è riportata la configurazione delle velocità del getto al termine dei 0,00475 secondi globali di simulazione. In figura II.3.20. il confronto tra i coefficienti di convezione delle simulazioni 7 e 8.

In quest'ultima figura è rappresentato inoltre il coefficiente di convezione relativo alla simulazione con un ugello assialsimmetrico (*Simulazione 4*).

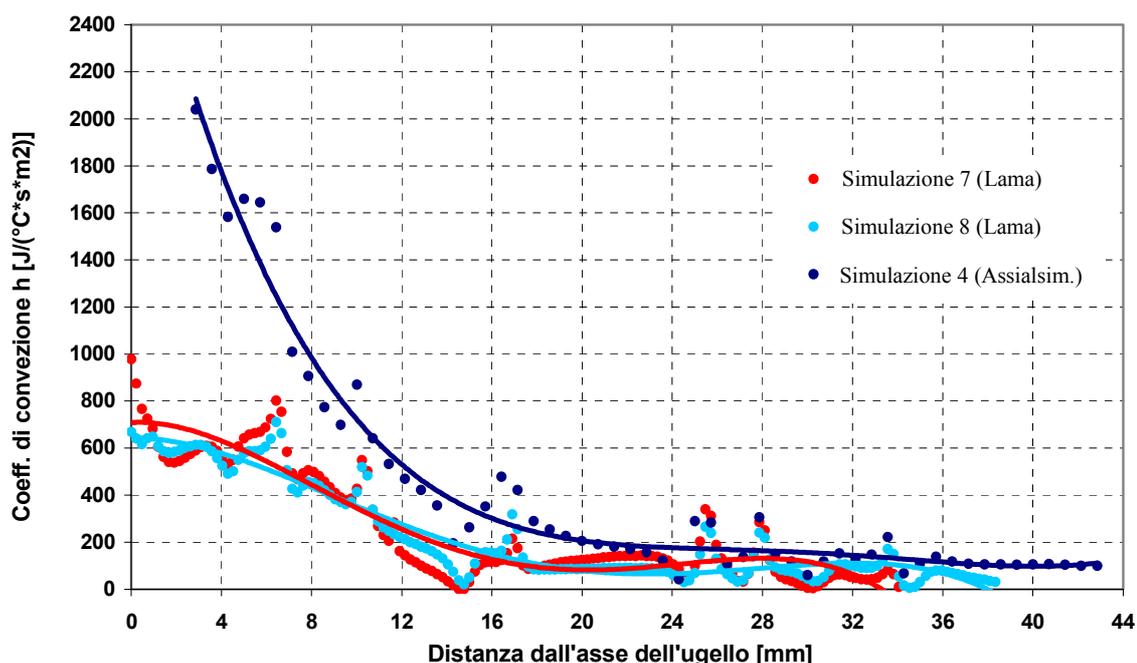


Fig. II.3.20

### II.3.2.2. Simulazioni con lastra inclinata di 10 gradi

#### *Simulazione 9*

In figura II.3.21. si osserva il modello di mesh utilizzato per questa simulazione e la configurazione della velocità del fluido in tre istanti successivi di calcolo. Il numero di nodi è di 11433.

E' visibile il maggiore quantitativo di aria che fluisce verso la parte destra del modello rispetto a quello che sale verso sinistra. Nella terza figura (in basso a sinistra) sono visibili due problemi indotti dall'interrompersi della mesh a destra e sinistra del modello. Sulla sinistra il flusso si impenna – e tale resterà fino alla fine del calcolo – a causa di un vortice creatosi al di sotto di esso che non riesce ad uscire dalla mesh; a

destra si forma invece il solito vortice che, alla fine del calcolo (ultima figura), è riuscito a spingere la colonna del getto verso sinistra.

In figura II.3.22. è rappresentato il coefficiente di convezione termica.

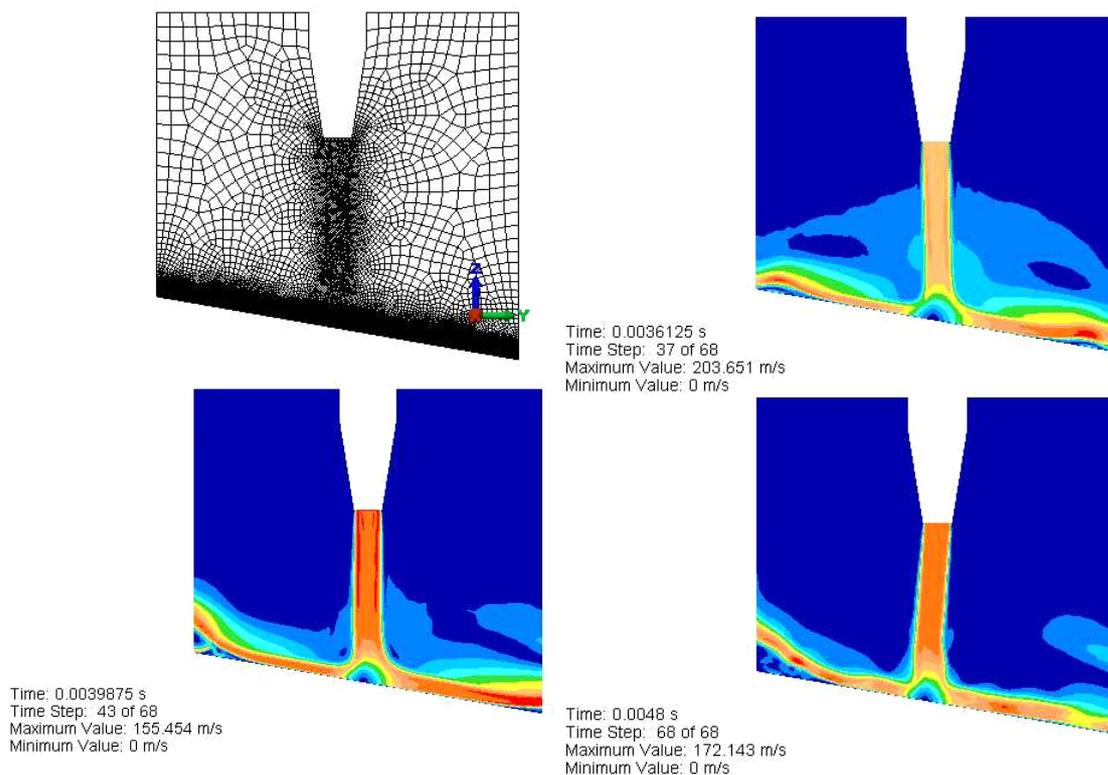


Fig. II.3.21.

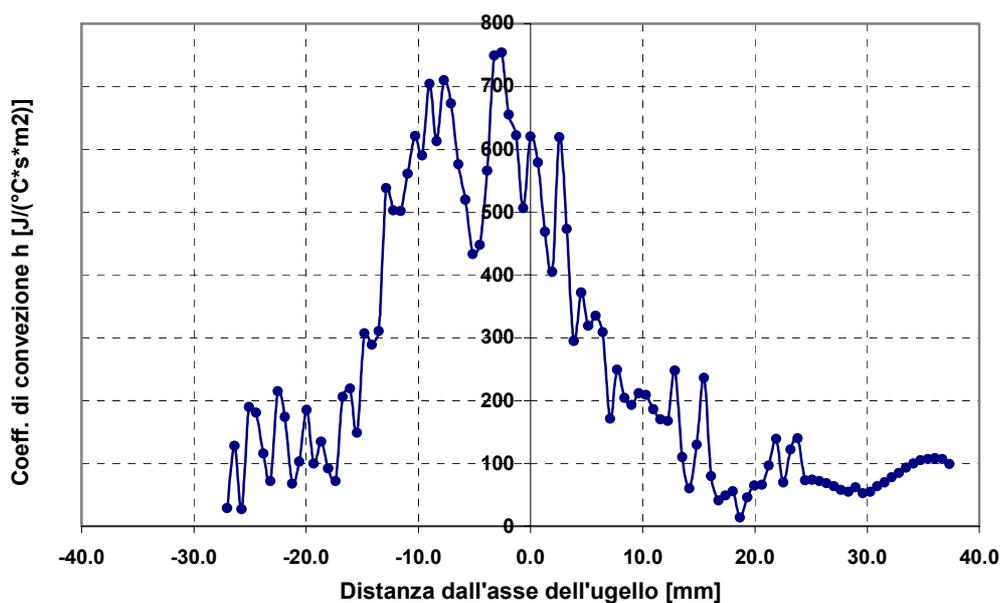


Fig. II.3.22.

Simulazione 10

E' stato aggiunto un dominio di calcolo sulla sinistra del modello, per evitare l'impennarsi del getto e sue eventuali influenze sul coefficiente di convezione.

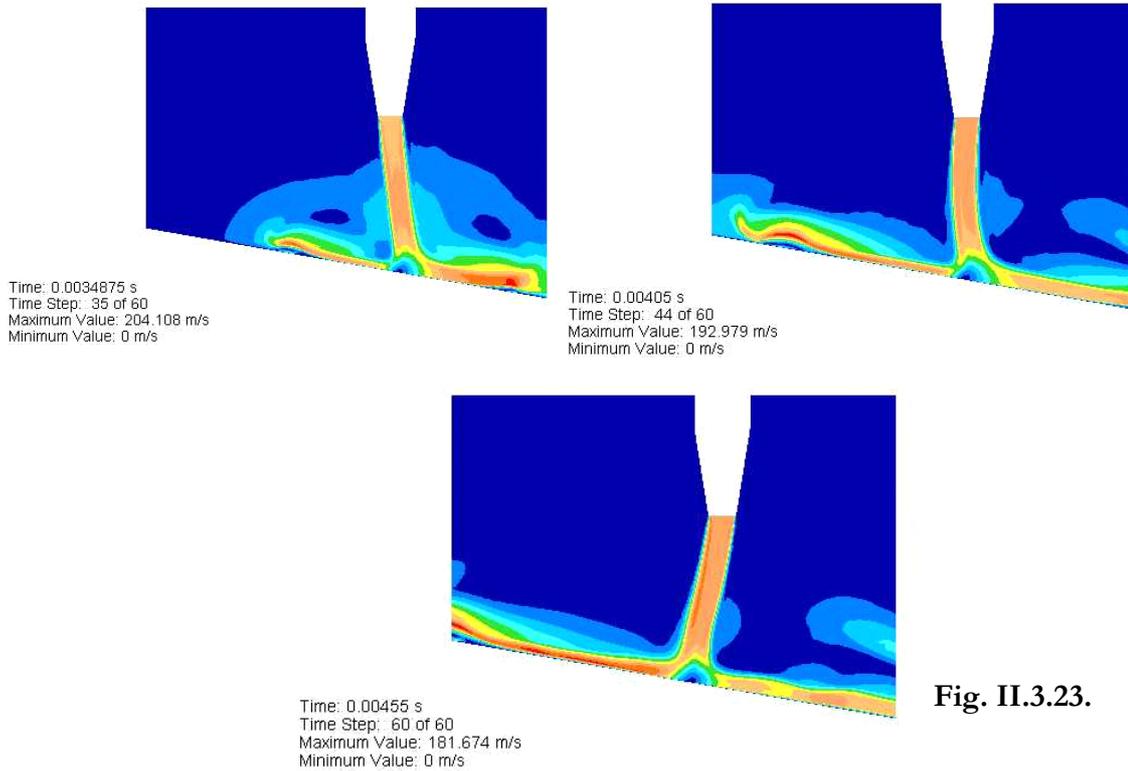


Fig. II.3.23.

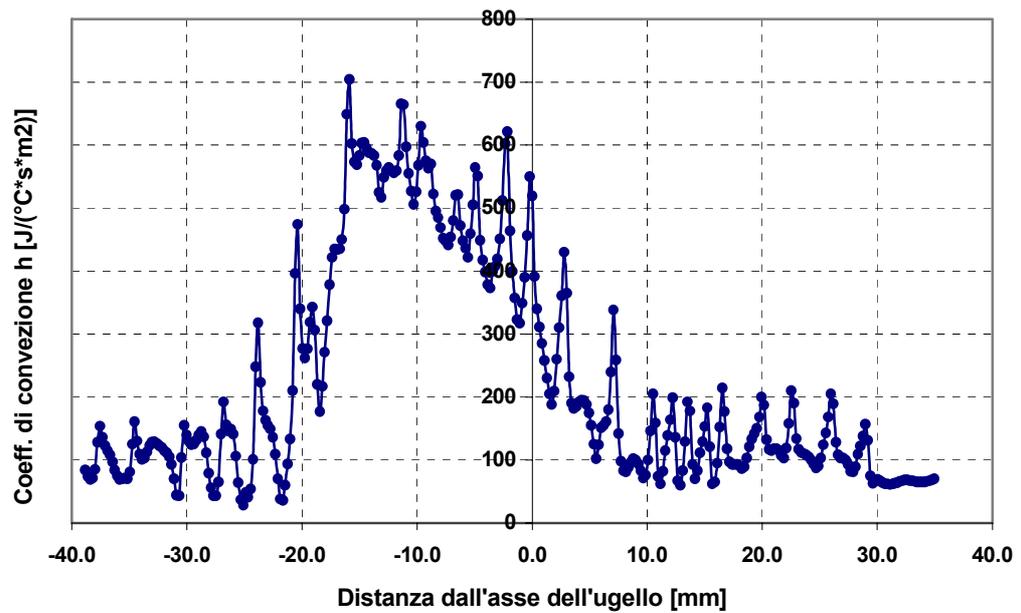


Fig. II.3.24.

Nelle immagini di figura II.3.23. sono rappresentate tre configurazioni di velocità del getto. Nella prima figura si osserva l'inclinarsi del getto verso destra. Nelle fasi successive il getto viene fortemente spinto verso la sinistra del modello dal vortice formatosi a destra.

Per quanto questa situazione non rappresenti una situazione reale (il formarsi dei vortici per l'interrompersi della mesh), tale fenomeno può essere comunque rivelatore di una forte sensibilità della configurazione del getto al campo di pressione circostante.

In figura II.3.24. si osserva il coefficiente di convezione termica all'interfaccia.

### Simulazione 11

Al modello della simulazione 10 è stato aggiunto un ulteriore dominio di calcolo sulla destra, in modo da cercare di eliminare l'effetto negativo, ai fini del calcolo, che il vortice creatosi sulla destra ha sulla colonna del getto. In figura II.3.25. è rappresentato il coefficiente di convezione termica ed in figura II.3.26. le configurazioni della velocità del fluido dopo 0,0038s e 0,00455s (al termine del calcolo). Si osservi come la colonna del getto risulti in questo caso molto meno spostata sulla sinistra rispetto alla simulazione precedente.

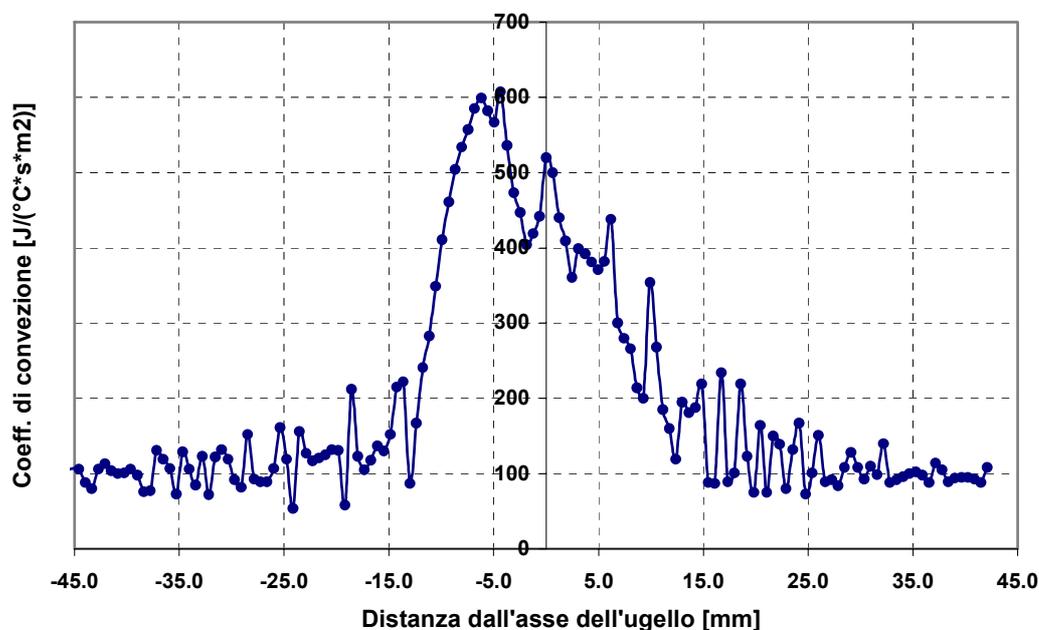


Fig. II.3.25.

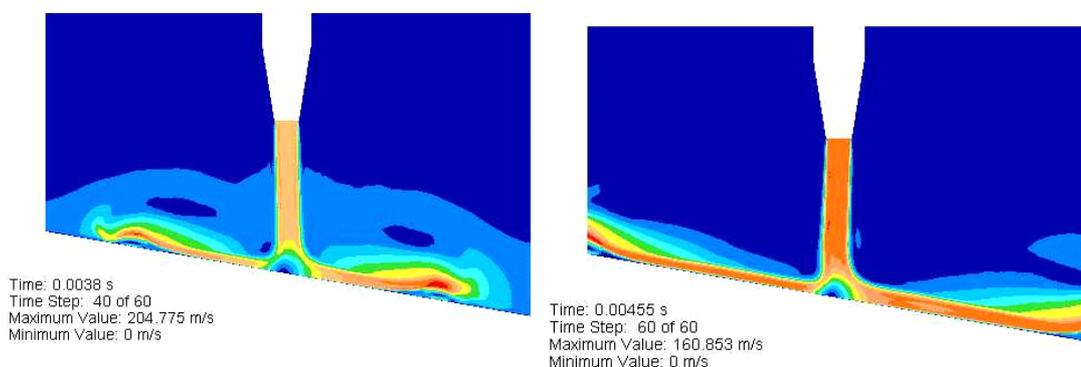


Fig. II.3.26.

A parte lo spostarsi verso sinistra della zona di impatto del getto, relativamente all'asse di simmetria dell'ugello – effetto che, come detto, è dovuto a problemi di dimensione del dominio di calcolo – si nota una generale asimmetria delle curve che descrivono l'andamento del coefficiente di convezione termica sulla lastra nelle simulazioni eseguite con vetro inclinato. La curva infatti ha una pendenza maggiore a sinistra del massimo che non a destra. Tale asimmetria è probabilmente dovuta al quantitativo maggiore di massa di aria che scorre sulla parte destra della lastra, rispetto a quella che risale a sinistra la lastra stessa.

### II.3.2.3. Simulazioni con lastra inclinata di 20 gradi

#### Simulazione 12

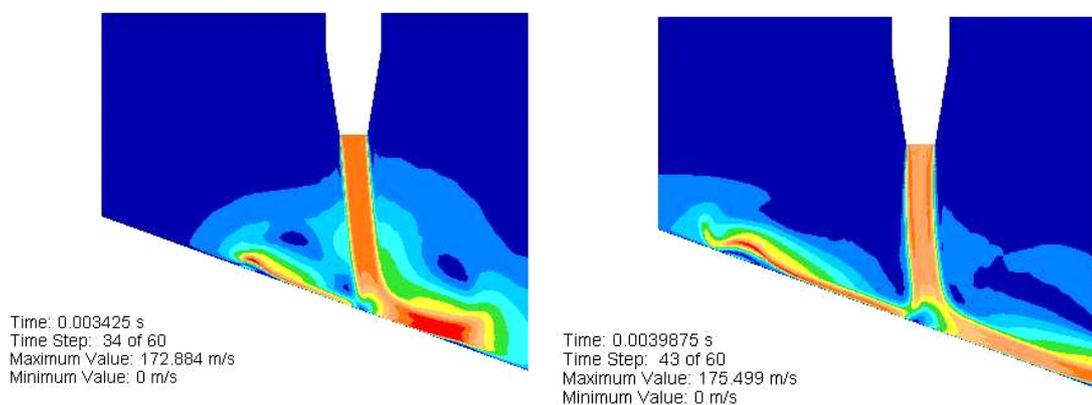


Fig. II.3.27.

Fig. II.3.28.

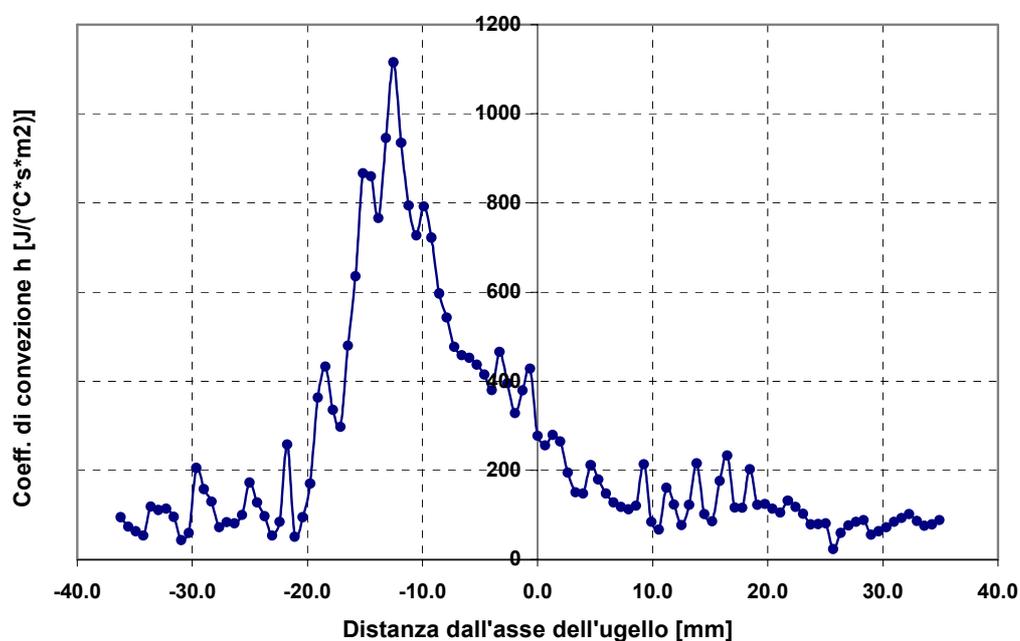
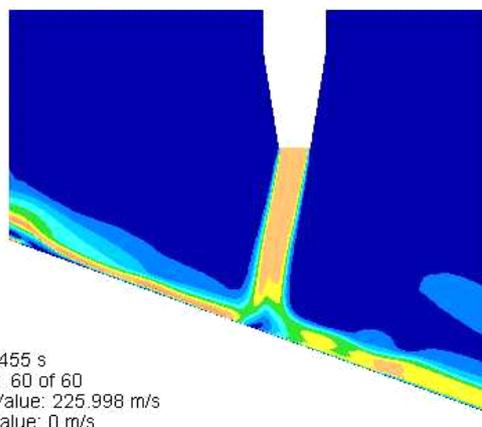


Fig. II.3.29.

Nelle figure II.3.27. e II.3.28. sono rappresentate tre configurazioni del getto e in figura II.3.29. il coefficiente di convezione termica calcolato.

Anche in questo caso si osserva lo spostarsi del corpo del getto verso sinistra a causa dell'instaurarsi di un campo di pressione positivo sulla destra del modello.

Nelle simulazioni con lastra inclinata il modello è fortemente influenzato dal campo di pressioni non reale generatosi durante il calcolo. Nei risultati risulta comunque evidente la differente massa di aria che interessa la parte in discesa ed in salita della

superficie del vetro che provoca una asimmetrizzazione del coefficiente di convezione. Ciò era quanto evidenziato anche dai risultati sperimentali discussi al paragrafo II.1.5.6. Questi risultati mostravano inoltre una lieve diminuzione del valore massimo del numero di Nusselt calcolato (nell'ordine del 12%) ed una sua traslazione verso la parte in salita della superficie calda, relativamente all'asse del getto. Per quanto riguarda questi due ultimi effetti non risulta possibile un confronto attendibile con i dati in uscita dalle simulazioni. In queste infatti, la traslazione del massimo di  $Nu$  è dovuta in buona parte allo spostarsi del getto verso la parte in salita della superficie a causa del campo di pressione generatosi nel modello 2D. Per quanto riguarda invece il valore del massimo di  $Nu$  è difficile, causa la dispersione dei dati, stabilire con precisione l'ammontare di una sua eventuale diminuzione.

Ai fini del proseguimento della ricerca, e del progetto della soffiante riconfigurabile (parte III del presente lavoro), i risultati delle simulazioni e delle ricerche sperimentali condotte, sono stati considerati comunque sufficienti a stabilire la poca influenza (in termini relativi) dell'inclinazione del vetro sull'efficacia del raffreddamento, almeno per angoli di incidenza non superiori a  $30^\circ$ . Questo, se si tiene conto dei valori di  $H/D$  normalmente utilizzati sul campo (circa 4 o 5) e del fatto che nel raffreddamento delle lastre di vetro la parte di lastra che si trova a monte di un ugello, e che risulta quindi interessata dalla parte "debole" del suo coefficiente di convezione, è anche servita dalla parte "forte" dell'ugello che si trova a monte di essa, compensando quindi gli effetti negativi del primo.

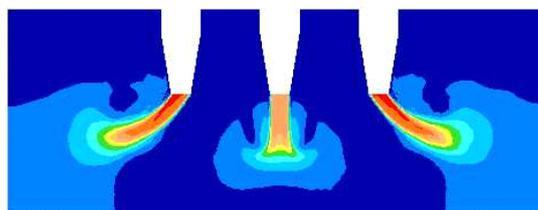
### II.3.3. ALGOR: MODELLI 2D DI PIÙ UGELLI ADIACENTI A LAMA

Il limite di una simulazione bidimensionale lo si raggiunge quando bisogna modellizzare la presenza di più di un ugello.

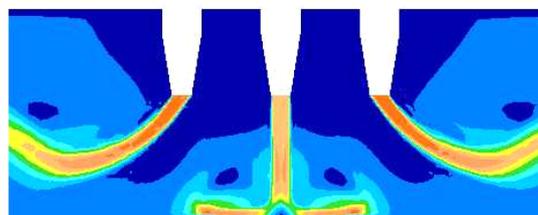
Nello spazio compreso tra due ugelli, infatti, non essendoci via di sfogo per l'aria lungo l'asse X (flusso di aria che è invece presente nel caso reale), il campo di pressione cresce a dismisura. I getti tendono, quindi, a deviare drasticamente verso gli estremi laterali della mesh, unica via di uscita imposta all'aria. La deviazione subita dai getti è tale che il software termina la simulazione prima del tempo di calcolo imposto, o perché i getti laterali fuoriescono dalla mesh con una configurazione di velocità non tollerabile dalla simulazione, o perché l'elevato regime di turbolenza calcolato manda in non convergenza il calcolo.

#### *Simulazione 13 (Tre lame)*

E' una delle due simulazioni non portate a termine dal software. In figura II.3.30. sono riportate due configurazioni relative alla velocità dell'aria in corrispondenza di due istanti di tempo successivi. La seconda immagine è relativa alla fine del calcolo: i getti escono dalla mesh con un profilo di velocità che non fa convergere la soluzione. Già dalle prime fasi del calcolo i getti deviano fortemente dal proprio asse di simmetria, subendo la spinta del getto centrale e non avendo altra via di fuga oltre le superfici laterali del modello.



Time: 0.00295 s  
Time Step: 12 of 46  
Maximum Value: 169.819 m/s  
Minimum Value: 0 m/s

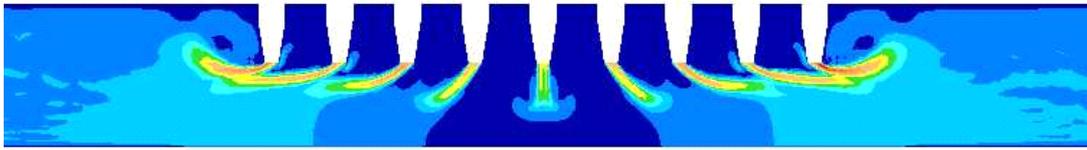


Time: 0.00385 s  
Time Step: 24 of 46  
Maximum Value: 212.244 m/s  
Minimum Value: 0 m/s

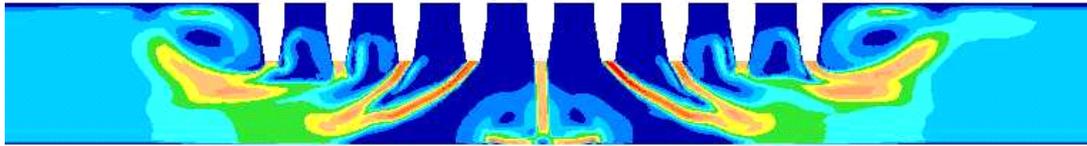
**Fig. II.3.30.**

#### *Simulazione 14 (Nove lame)*

Una seconda simulazione, che rende ancora più evidente il fenomeno è relativa ad una configurazione a nove ugelli. In figura II.3.31. sono riportate due configurazioni di velocità.



Time: 0.00295 s  
 Time Step: 12 of 46  
 Maximum Value: 246.866 m/s  
 Minimum Value: 0 m/s



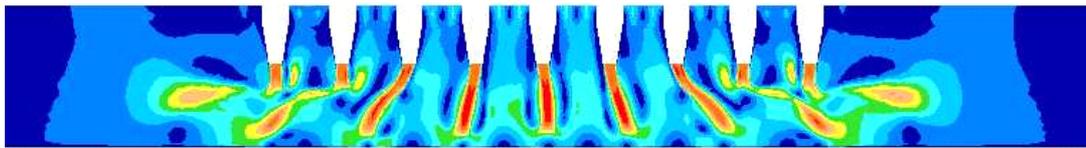
Time: 0.00385 s  
 Time Step: 24 of 46  
 Maximum Value: 216.097 m/s  
 Minimum Value: 0 m/s



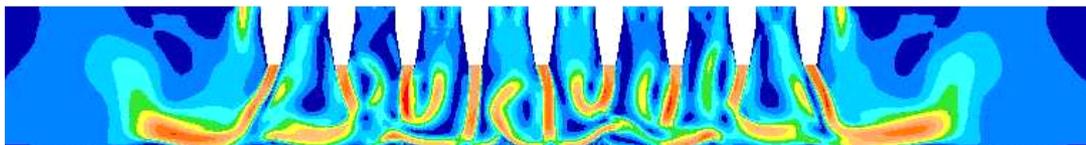
Fig. II.3.31.

*Simulazione 15 (Nove lame)*

Per poter superare i limiti del modello bidimensionale si è dovuto introdurre una condizione di permeabilità sul cielo della soffiante. Si sono quindi imposti dei valori di pressione dell'ordine di grandezza di quelli misurati sperimentalmente Presso la STM. L'aprire il cielo della soffiante – rendendo cioè la parete permeabile all'aria senza introdurre condizioni di pressione – non è risultato sufficiente a far sì che i getti potessero raggiungere la lastra senza subire importanti deviazioni.



Time: 0.00385 s  
 Time Step: 24 of 46  
 Maximum Value: 172.221 m/s  
 Minimum Value: 0 m/s



Time: 0.00475 s  
 Time Step: 46 of 46  
 Maximum Value: 186.248 m/s  
 Minimum Value: 0 m/s



Fig. II.3.32.

Nelle immagini di figura II.3.32. si osservano due configurazioni di velocità, la seconda delle quali è relativa all'ultimo passo del calcolo.

In figura II.3.33. è riportato il coefficiente di convezione, misurato a partire dal getto centrale e percorrendo la lastra di vetro verso sinistra.

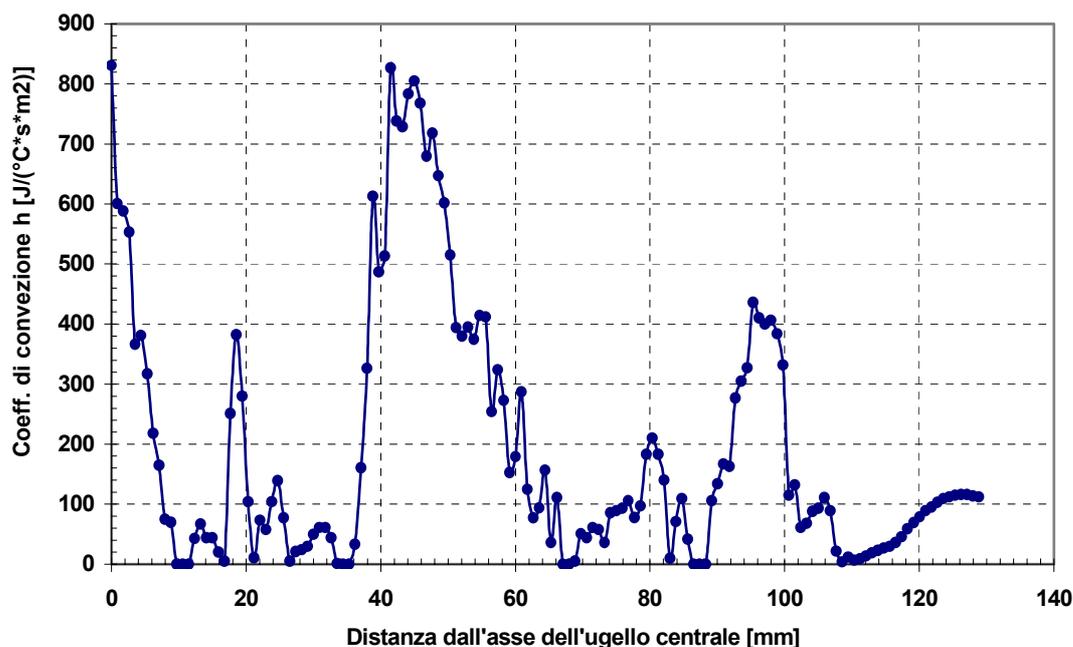


Fig. II.3.33.

Si noti che tutti i dati sperimentali relativi alle ricerche condotte su diverse configurazioni di ugelli per il raffreddamento di superfici calde, per numeri di Reynolds variabili tra 10000 e 60000, mostrano dati molto puliti relativamente al coefficiente di convezione misurato. Per “dati puliti” si intende che i getti raggiungono la zona di raffreddamento deviando in maniera trascurabile dal proprio asse di simmetria e che le isolinee relative al coefficiente di convezione sono pressoché concentriche con centro la zona di impatto del getto.

Nulla vieta di pensare, quindi, che anche nel nostro caso i getti debbano procedere rettilinei fino all'impatto con la lastra di vetro e che il modello bidimensionale sia perciò inadeguato a rappresentare i fenomeni di nostro interesse.

#### II.3.4. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE SUI MODELLI 2D CON ALGOR

Il modello generato con il software FEA Algor fornisce risultati che, nei limiti di una simulazione monougello bidimensionale, possono essere utilizzati per prevedere il coefficiente di convezione termica all'interfaccia con la lastra di vetro.

Peraltro, per poter avere delle indicazioni utili alla progettazione di una soffiante a più ugelli, il modello bidimensionale risulta limitativo.

Nella simulazione con nove lame si sono dovute aggiungere delle condizioni di pressione sul cielo della soffiante per poter ottenere un risultato che fosse vicino ad una configurazione reale. Tale condizione di pressione crea una aspirazione di aria dagli ugelli al cielo, non presente nel caso reale e che, non in tutti i casi, facilita gli ugelli a raggiungere la zona di impatto con la lastra. Se si osserva infatti la figura II.3.32., si vede che solo due su nove ugelli raggiungono la lastra, e tale comportamento non sembra rispecchiare il caso reale, come osservato sui dati sperimentali relativi ad una configurazione 3D di ugelli.

Con una configurazione 2D non è possibile simulare l'importante flusso di aria lungo l'asse X nè di modellizzare l'interferenza tra ugelli in una configurazione a più di un ugello (assialsimmetrico).

Detto ciò non risulta possibile modellizzare, con l'attuale modello 2D, nè l'effetto del volume di sfogo dell'aria nè una differente configurazione spaziale di ugelli. Cosa che, per gli scopi della presente ricerca, riveste un ruolo di una certa importanza, vista l'influenza che tali parametri hanno sul valore e sulla distribuzione del coefficiente di scambio termico all'interfaccia con il vetro.

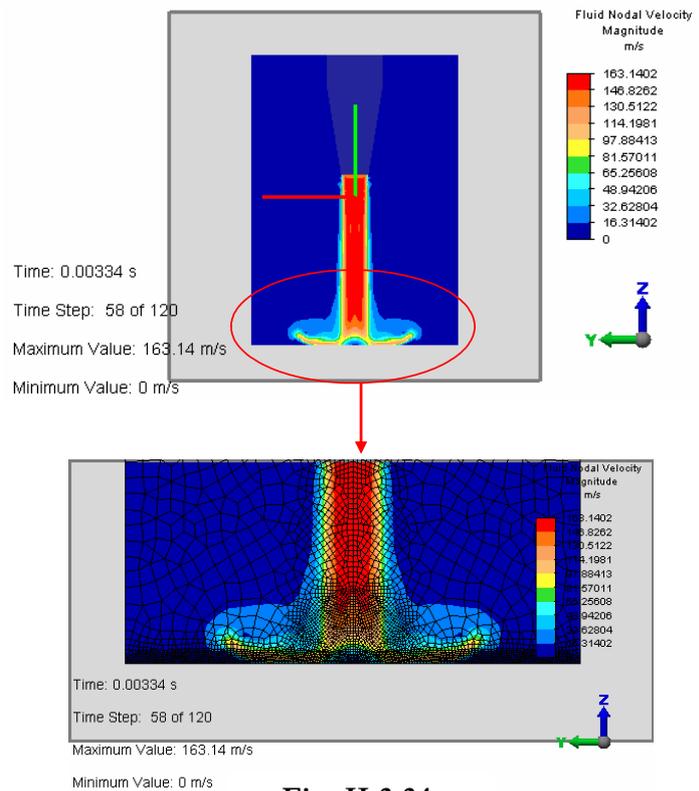
Alla luce di ciò si è ritenuto opportuno indagare sulla possibilità di impostare un modello tridimensionale con il software Algor, per poter superare i limiti dati dal modello 2D. Ciò è stato fatto, inizialmente, su di un modello semplificato monougello, per osservare la risposta del software.

### II.3.5. ALGOR: IMPOSTAZIONE MODELLO 3D DI UN SINGOLO UGELLO

#### *Simulazione 16*

Per la generazione della mesh si è partiti dal modello bidimensionale utilizzato nella *Simulazione 1* (monougetto assialsimmetrico). Si è fatto quindi ruotare tale modello intorno all'asse dell'ugello ed è stata in tal modo generata una mesh tridimensionale di circa 55000 nodi.

In figura II.3.34. si osserva il risultato della simulazione fluidodinamica in corrispondenza del cinquantottesimo dei centoventi passi di calcolo non stazionari preventivati. La risoluzione è buona ma il calcolo è stato dovuto interrompere per i tempi troppo lunghi di simulazione. Il software procede con lentezza perché continua a scaricare dati sul disco rigido del computer. Lo stesso comportamento è stato notato nel calcolo della deformata. Il problema è forse dovuto ad una non corretta impostazione di alcuni parametri di output. La modifica di tutti i parametri di nostra conoscenza non ha comunque comportato alcuna modifica nella modalità di risoluzione (continuo dialogo tra software ed Hard Disk). Il problema non è stato inoltre approfondito visti i positivi risultati raggiunti nell'arco di poco tempo con il codice di calcolo Ansys, con il quale sono state effettuate le successive simulazioni mono e multiugello in tre dimensioni.



**Fig. II.3.34.**

### II.3.6. ANSYS: MODELLI 2D DI UN SINGOLO UGELLO A LAMA

Data la non familiarità nell'utilizzo del software Ansys, si è deciso di impostare i primi calcoli partendo da modelli bidimensionali simili a quelli usati nelle simulazioni effettuate con Algor. Per motivi di praticità si è partiti dalla simulazione 2D monolama già vista in precedenza.

Ansys utilizza, per simulazioni che implicano modellizzazione fluidodinamica e termica all'interno dello stesso modello, l'elemento FLUID141 per simulazioni 2D e l'elemento FLUID142 nel caso tridimensionale. I gradi di libertà gestibili da questi elementi sono sette: tre componenti di velocità, una di pressione, una di temperatura e due variabili di turbolenza: l'energia cinetica e il coefficiente di dissipazione dell'energia cinetica. Grazie a ciò è possibile eseguire una analisi "accoppiata" fluido – termica all'interno della stessa simulazione, eliminando in tal modo la necessità di modellizzare la presenza della lastra di vetro al di sotto del getto di aria. Si ricorda che una analisi di questo tipo doveva essere scomposta in Algor in due sottoanalisi, la prima delle quali prendeva in considerazione unicamente il comportamento fluidodinamico dell'aria all'impatto con la superficie del vetro e la seconda il calcolo termico stazionario avente, come dati di input, il profilo di velocità calcolato nella prima simulazione.

Il preprocessore addetto alla risoluzione dei calcoli si chiama FLOTRAN ed è in grado di risolvere praticamente ogni tipo di problematica fluidodinamica mettendo a disposizione sei modelli di turbolenza, un algoritmo di calcolo nel caso di fluido comprimibile e la possibilità di considerare il trasporto di più specie fluide.

La generazione del modello, la creazione della mesh e la applicazione delle condizioni al contorno risulta intuitiva e di facile gestione soprattutto per quanto riguarda l'eliminazione o la modifica dei parametri impostati.

Il valore dei parametri e delle condizioni al contorno sono rimasti immutati rispetto alle simulazioni effettuate con Algor.

#### *Simulazione 18*

In fig. II.3.35. è rappresentata la mesh utilizzata per questo primo calcolo bidimensionale. La dimensione media degli elementi in corrispondenza della lastra di

vetro è abbastanza grossolana (circa 0,5mm) se paragonata con quella degli elementi utilizzati in Algor (0,2mm). Lo scopo di questa prima simulazione è infatti quello di comprendere meglio il modo di operare di Ansys e il come ricavare dal calcolo le grandezze di interesse, in particolare il coefficiente di convezione all'interfaccia con la lastra. La precisione di calcolo non è al momento di primaria importanza e verrà perseguita in un secondo momento, una volta che sarà chiara la procedura da seguire con il nuovo software.

Le grandezze principali del dominio di calcolo sono rimaste invariate rispetto alle modellizzazioni effettuate con Algor. La distanza dell'ugello dalla lastra risulta quindi pari a 50mm, la lunghezza assiale dell'ugello a 35mm e il diametro della sezione di uscita dell'ugello a 8mm. La larghezza del dominio è di 80mm.

L'ugello è stato modellizzato con un semplice tronco di cono a differenza dei modelli utilizzati in Algor, nei quali è stata presa in considerazione una forma più affinata dell'ugello della soffiante.

Il calcolo con questa prima configurazione di mesh è andato rapidamente a convergenza. In figura II.3.36. si osserva il profilo di velocità

ottenuto in corrispondenza di 300 passi di calcolo e in figura II.3.37. è riportato il grafico del coefficiente di scambio termico per convezione all'interfaccia. Il coefficiente di convezione dopo 3200 passi di calcolo è riportato invece in figura II.3.38.

Nell' "Output Window" di Ansys è possibile vedere il risultato di ogni singolo passo

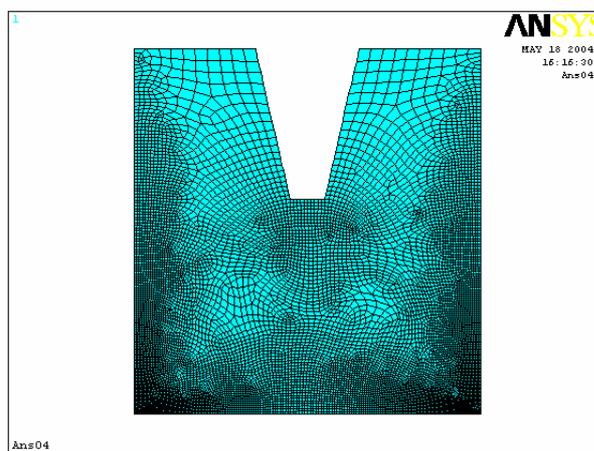


Fig. II.3.35.

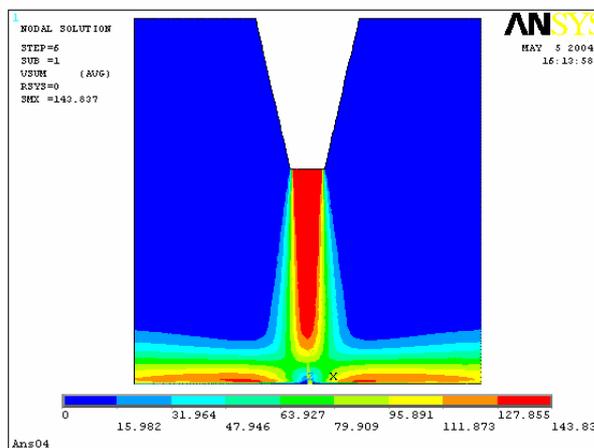


Fig. II.3.36.

di convergenza per ognuno dei sette gradi di libertà di elemento. E' così possibile rendersi subito conto della validità del modello utilizzato ed interrompere l'analisi prematuramente nel caso in cui il modello necessitasse di modifiche importanti.

Nel caso di questa prima simulazione si è osservato lo stabilizzarsi della soluzione a partire all'incirca dal passo di calcolo n.1000.

Il coefficiente di convezione calcolato, se confrontato con quanto determinato nelle simulazioni con Algor, risulta più elevato (vedi figura II.3.20.).

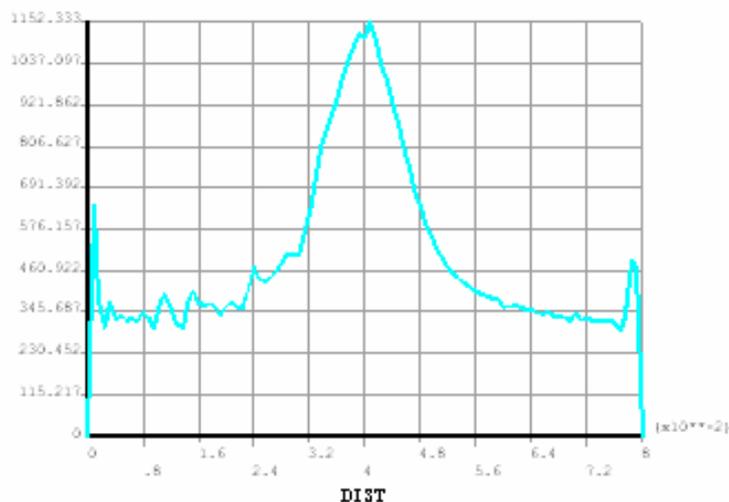


Fig. II.3.37.

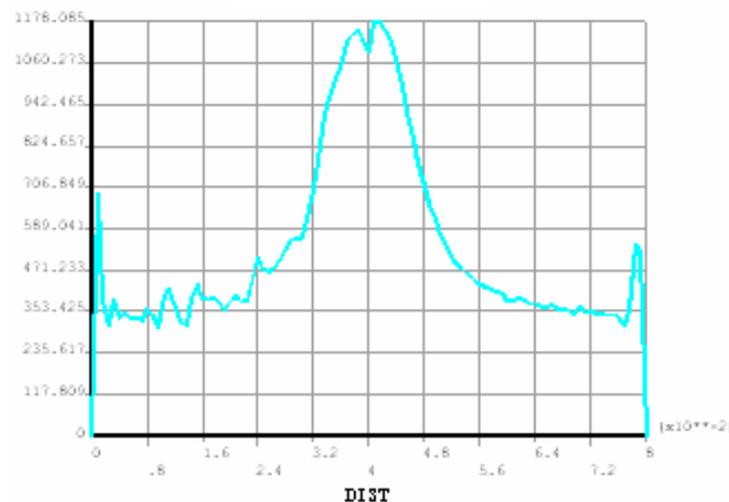


Fig. II.3.38.

### Simulazione 19

In questa seconda simulazione si è voluta perseguire una maggiore precisione di calcolo per avere la possibilità di confrontare i risultati con quanto determinato con Algor. A questo scopo si è cercato di ricostruire una mesh quanto più simile a quelle utilizzate con Algor, molto fitta all'interfaccia tra fluido e lastra di vetro e via via più larga verso il cielo della soffiante. In particolare si

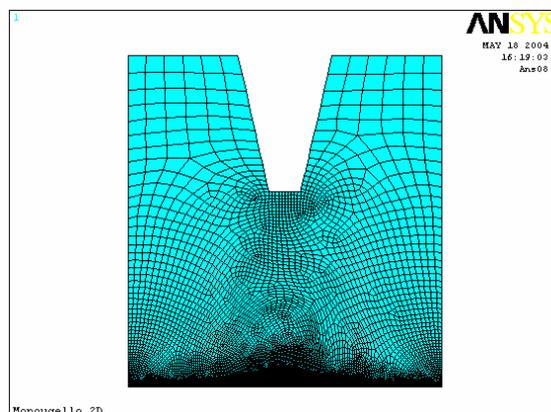


Fig. II.3.39.

è imposto un valore medio pari a 0.2mm per gli elementi vicini alla lastra di vetro.

In figura II.3.39. è rappresentata la mesh utilizzata per questa seconda simulazione.

Anche in questo caso si sono fatti eseguire 1400 passi di calcolo. In figura II.3.40. si osserva il profilo di velocità calcolato e in figura II.3.41. il coefficiente di convezione termica.

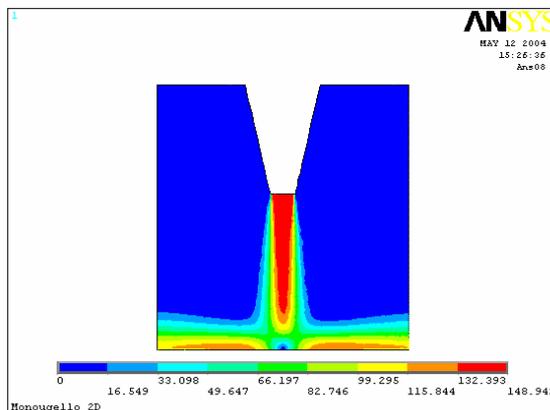


Fig. II.3.40.

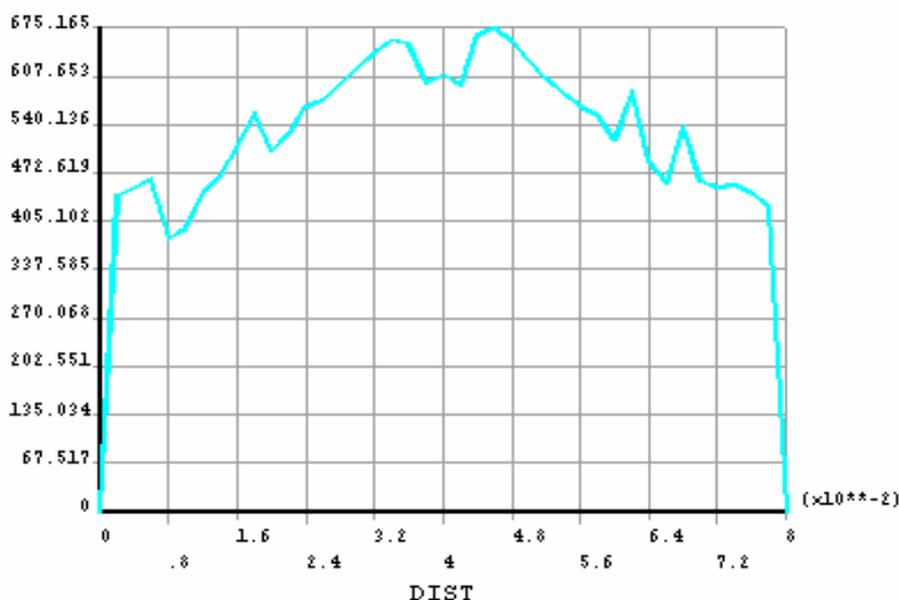


Fig. II.3.41.

Il valore di picco risulta praticamente identico a quanto calcolato nelle simulazioni con Algor mentre risulta più elevato nelle zone adiacenti alla zona di impatto. Il coefficiente di convezione degrada, in questo caso, molto più lentamente e, ad una distanza di 40mm dall'asse del getto, risulta ancora pari a circa  $400 \text{ J}/(^{\circ}\text{C}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^2)$ . Questo risultato potrebbe trovare spiegazione nella differenza sostanziale che vi è tra il calcolo eseguito con Ansys e quello effettuato con Algor: in Ansys il calcolo è in regime stazionario. Nelle simulazioni effettuate con Algor vi era stata infatti necessità di passare al calcolo non stazionario per problemi di convergenza. Questo ha determinato

la necessità di interrompere il calcolo ad un istante di tempo prestabilito. Il profilo di velocità determinato, quindi, utilizzato come input al calcolo termico stazionario, era un profilo non stazionario ancora in evoluzione che, proprio nei punti più distanti dal punto di impatto del getto può avere causato i valori inferiori nel coefficiente di convezione calcolato. In figura II.3.42. è riportato il grafico del coefficiente di convezione calcolato con Algor per due modelli a lama singola ed un modello monoungello assialsimmetrico.

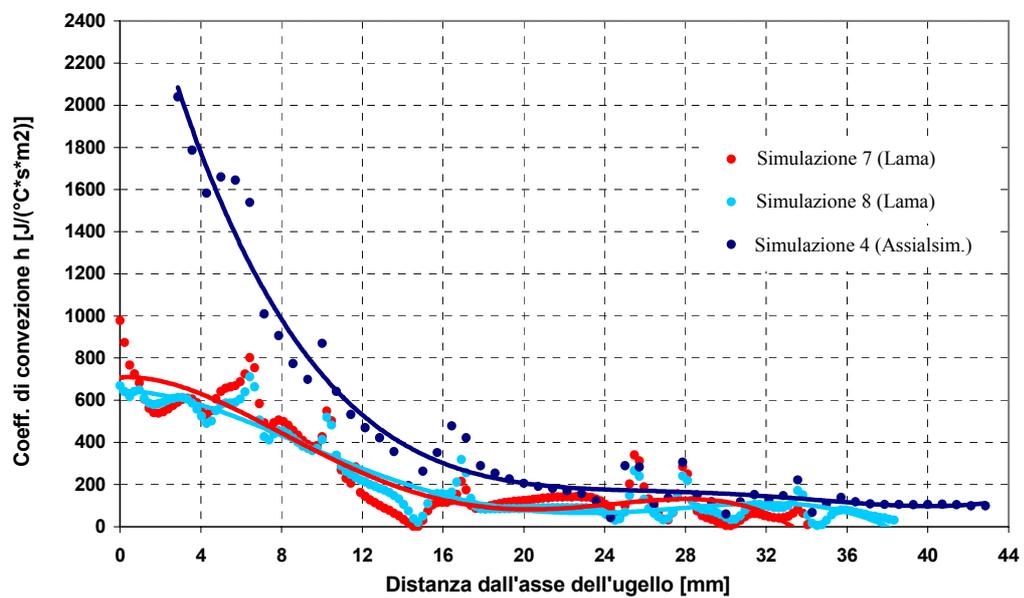


Fig. II.3.42.

### II.3.7. ANSYS: MODELLI 3D DI UN SINGOLO UGELLO ASSIALSIMMETRICO

Il calcolo tridimensionale risulta molto oneroso in termini di numero di nodi totali necessari per il modello e quindi, in termini di tempo di calcolo complessivo. Per evitare l'appesantimento eccessivo del modello e per avere un certo margine di azione nell'assegnazione del numero di nodi, è stata sfruttata la caratteristica di simmetria del fenomeno reale rispetto all'asse dell'ugello. In assenza di azioni perturbanti esterne, si è fatta in altre parole l'ipotesi ragionevole che tutte le caratteristiche in uscita dal calcolo siano simmetriche rispetto all'asse del getto della soffiante. Tale ipotesi permette di diminuire del 75% il numero di nodi del modello, consentendo maggiore libertà nella gestione della mesh e nell'infittire a piacimento la maglia all'interfaccia con la lastra di vetro. Il beneficio derivante da tale assunzione lo si è potuto maggiormente apprezzare nella simulazione con 5 ugelli, ove il numero di nodi necessario sarebbe stato altrimenti poco gestibile da apparecchiature di calcolo convenzionali.

#### *Simulazione 20*

In figura II.3.43. si osserva il modello e la mesh utilizzati per questa prima simulazione 3D.

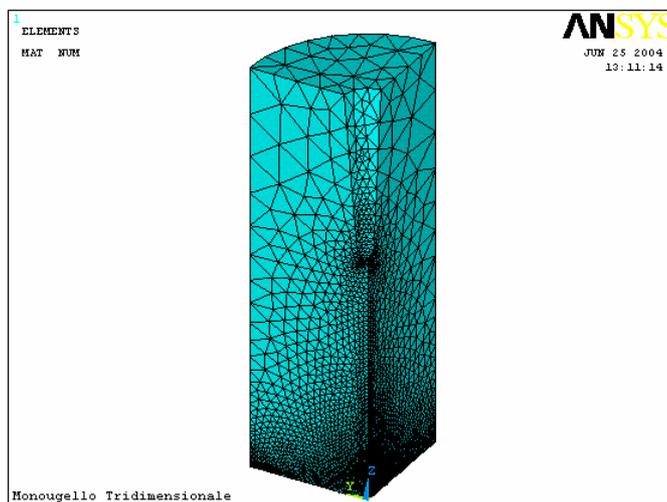


Fig. II.3.43.

Mentre tutte le dimensioni principali sono rimaste invariate, il raggio della sezione di uscita dell'ugello è stato imposto pari a 2mm, come nella soffiante di riferimento (paragrafo II.1.5.7.). La larghezza del dominio di calcolo (il raggio del settore circolare)

è pari a 25mm. E' stato rimandato ad un calcolo successivo il caso con raggio della sezione di uscita pari a 4mm per il confronto con i risultati di Algor.

Il numero di nodi complessivo è pari a circa 63000. La dimensione media degli elementi all'interfaccia è di 0,3mm.

Si è deciso di terminare la simulazione dopo 1300 passi di calcolo, una volta osservata la convergenza della soluzione. Nelle figure II.3.44. e II.3.45. si osserva il profilo di velocità ed il grafico del coefficiente di convezione, calcolati dopo 300 passi di calcolo. Il coefficiente di convezione è relativo ad un segmento preso sulla lastra di vetro, lungo 25mm (raggio del dominio di calcolo) che parte dal centro del settore circolare (asse del getto) formando un angolo di 45° con i due lati del settore stesso.

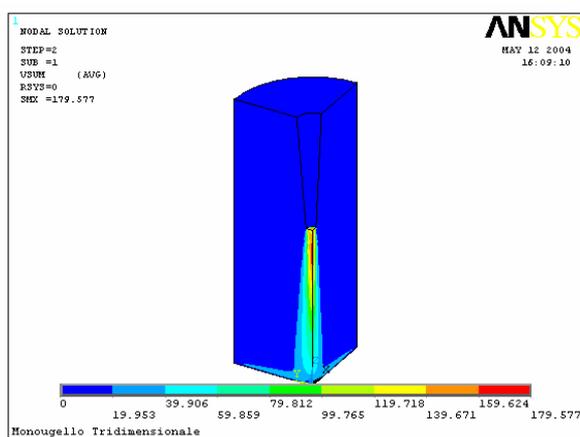


Fig. II.3.44.

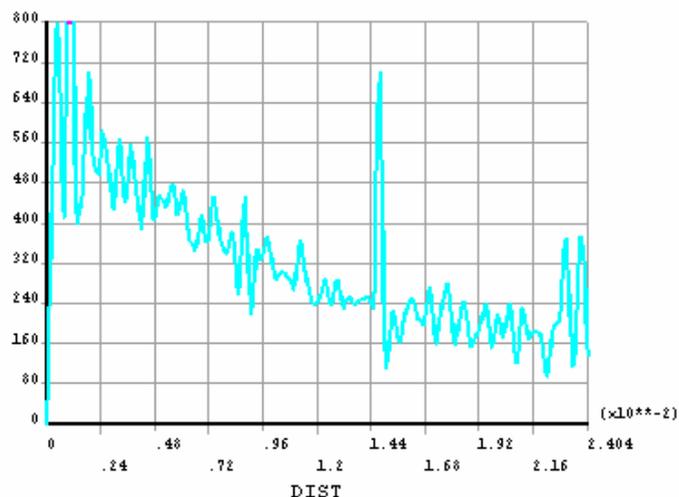


Fig. II.3.45.

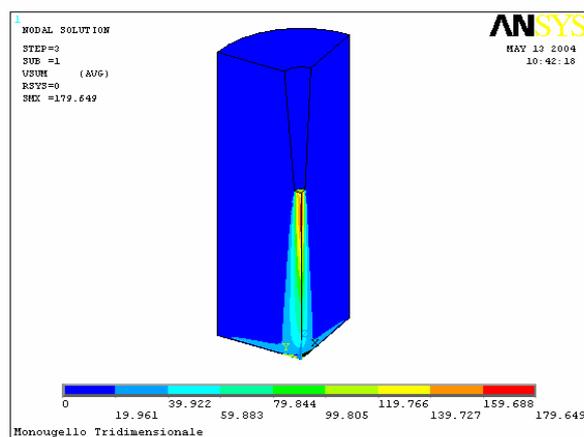


Fig. II.3.46.

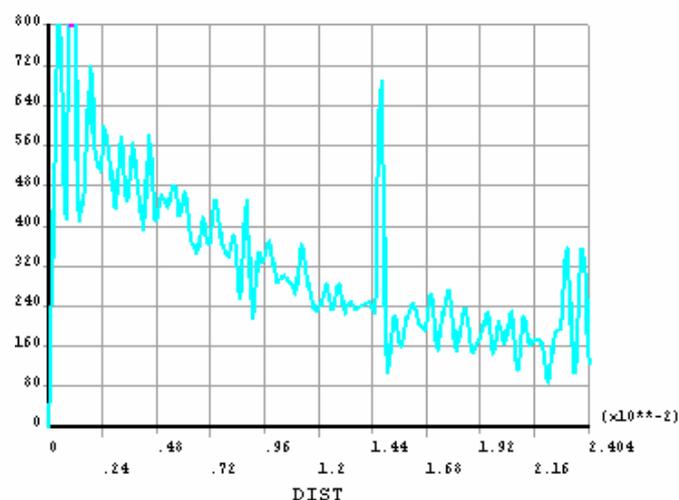


Fig. II.3.47.

Nelle figure II.3.46. e 47. si osserva il profilo di velocità calcolato dopo 1300 passi di calcolo ed il grafico del coefficiente di convezione sul percorso sopra descritto. Si osserva la differenza praticamente nulla con i risultati ottenuti dopo 300 passi iterativi.

In figura II.3.48. è rappresentato il coefficiente di convezione in corrispondenza della lastra, in scala cromatica, dopo 1300 passi di calcolo..

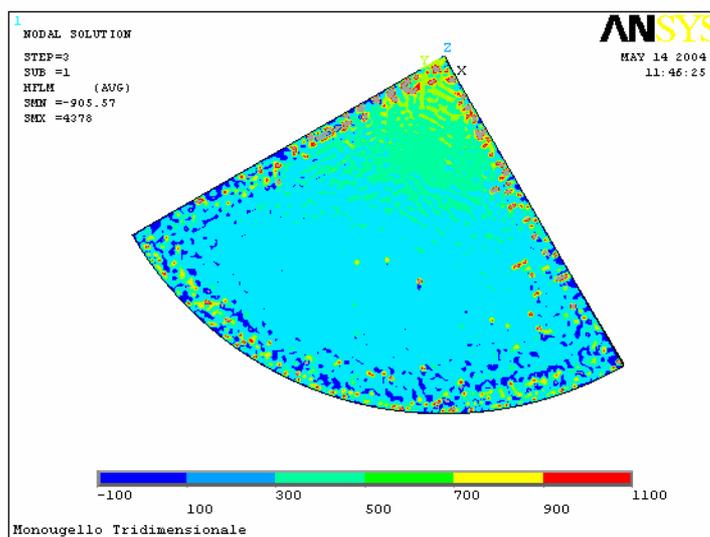


Fig. II.3.48.

### Simulazione 21

Una seconda simulazione di un singolo ugello assialsimmetrico 3D è stata eseguita ponendo pari a 600°C la temperatura della lastra. La precedente simulazione è stata infatti eseguita con temperatura di 200°C. Per come è stato impostato il calcolo la temperatura della lastra non dovrebbe ripercuotersi sul calcolo del coefficiente di convezione (in termini di riscaldamento dell'area circostante e modifica, quindi, dei parametri caratteristici del fluido) e quindi il risultato dovrebbe essere assolutamente indipendente dalla temperatura impostata per la superficie della lastra.

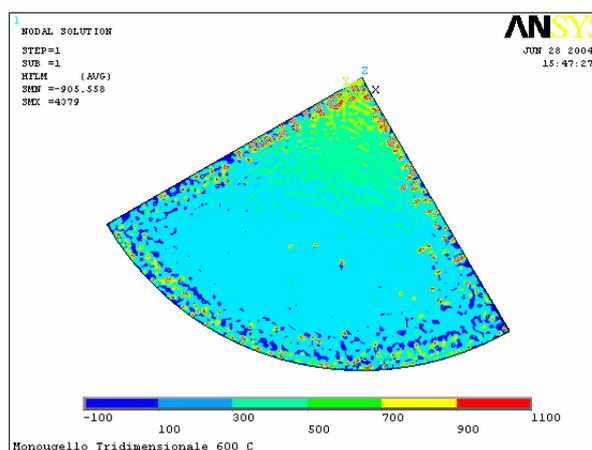


Fig. II.3.49.

In figura II.3.49. si osserva il coefficiente di convezione calcolato. Si può notare come l'aver impostato una temperatura superiore della lastra non ha comportato modifiche nel risultato finale.

### Simulazione 22

Una terza simulazione è stata impostata infittendo ulteriormente la mesh in corrispondenza della lastra di vetro per osservare l'entità del cambiamento della soluzione. Tale valutazione è importante soprattutto a monte della simulazione a cinque ugelli ove l'ottimizzazione della mesh riveste un ruolo di notevole importanza nell'ottenimento della maggior precisione di calcolo con il minimo carico computazionale possibile. Il numero di nodi totali è pari a circa 95000.

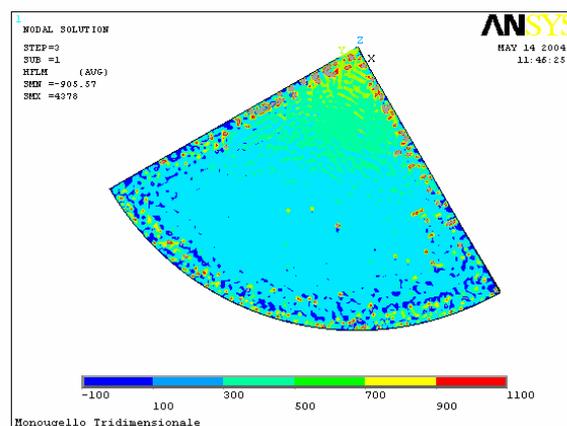


Fig. II.3.50.

Nelle figure II.3.50. e II.3.51. si osserva il coefficiente di convezione calcolato dopo 1300 passi di calcolo. Il suo valore, interpolando la curva di figura II.3.51., varia tra 550 e 150  $J/(^{\circ}C*s*m^2)$ , in corrispondenza della fine del dominio di calcolo a circa 24mm di distanza dall'asse del getto. Differenze sostanziali con i risultati delle simulazioni 20 e 21 non ve ne sono.

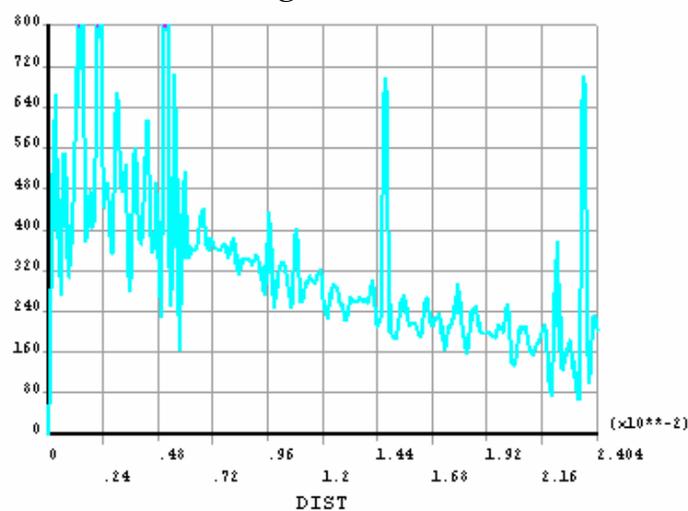


Fig. II.3.51.

I grafici relativi al coefficiente di convezione risultano notevolmente dispersi. Si da comunque per buona l'interpolazione tra i punti.

*Simulazione 23*

Nei primi calcoli effettuati con Ansys è stato preso come modello un monougello con diametro di uscita pari a 4mm. In questa simulazione il diametro dell'ugello è stato portato al valore di 8mm per poter confrontare i risultati con quanto determinato con Algor nel caso bidimensionale.

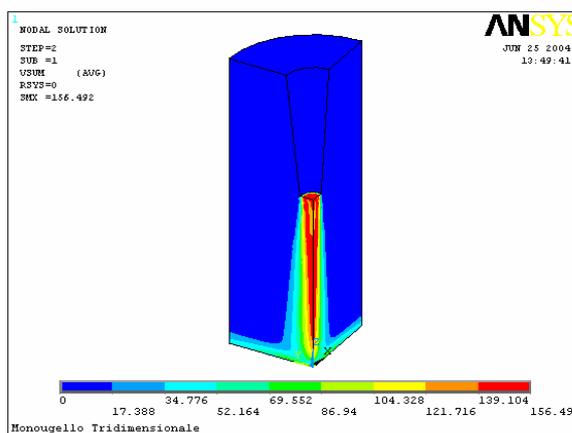


Fig. II.3.52.

In figura II.3.52. si vede il modello con rappresentato il profilo di velocità calcolato dopo 1200 passi di calcolo. In figura II.3.53. è riportato il grafico, in scala cromatica, del coefficiente di convezione termica sulla lastra. In figura II.3.54. si osserva invece il grafico del coefficiente di convezione, calcolato sul percorso definito nella simulazione 20.

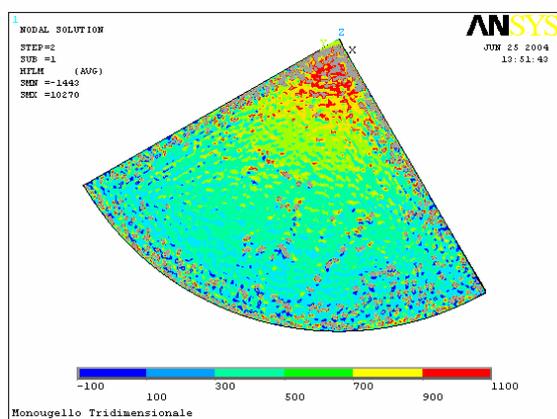


Fig. II.3.53.

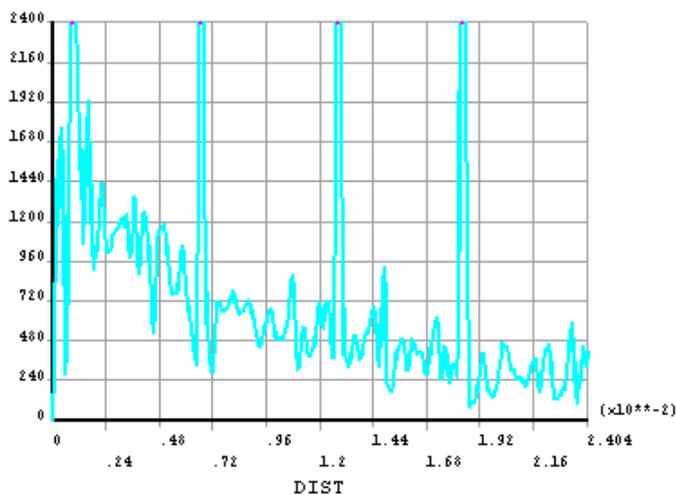


Fig. II.3.54.

### II.3.8. ANSYS: MODELLI 3D DI PIÙ UGELLI ASSIALSIMMETRICI

#### II.3.8.1. Modelli a cinque ugelli

Tutti i modelli simulati presentano un diametro della sezione di uscita di 4mm.

##### Simulazione 24

Il modello e la mesh utilizzati per questo calcolo sono visibili in figura II.3.55. Il numero di nodi complessivo utilizzato è pari a circa 150000. Il modello presenta le dimensioni della soffiante di riferimento (paragrafo II.1.5.7.).

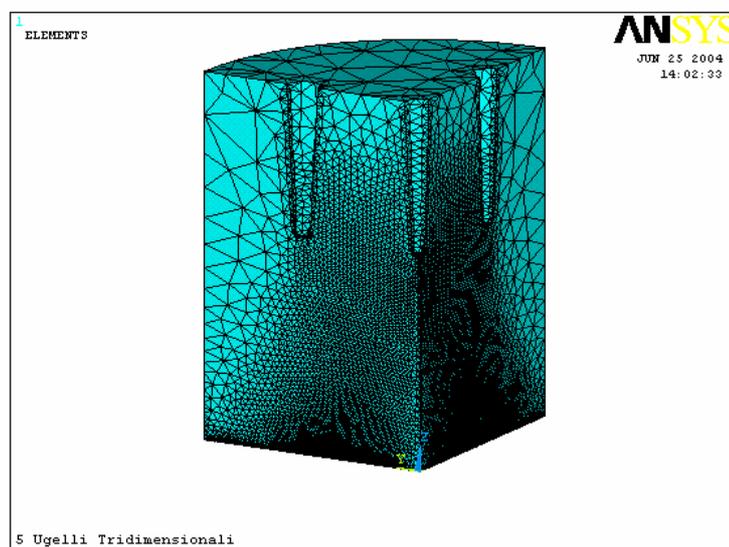


Fig. II.3.55.

Come per il modello del monougetto 3D si è considerato il problema simmetrico e si è fatto eseguire il calcolo solo su di una porzione del dominio reale con l'aggiunta delle opportune condizioni al contorno.

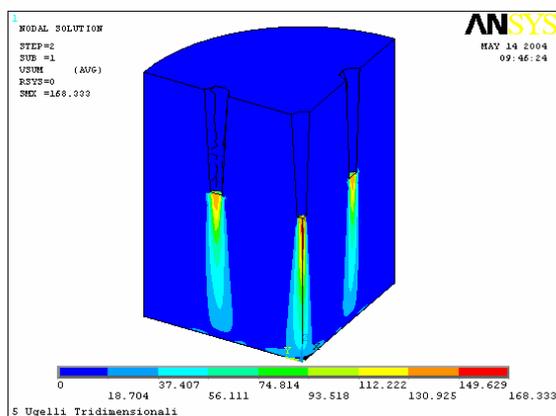


Fig. II.3.56.

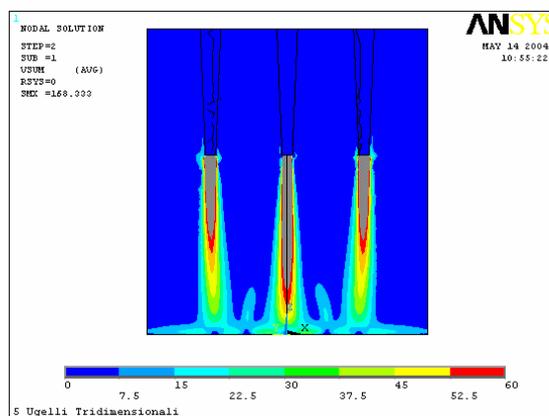


Fig. II.3.57.

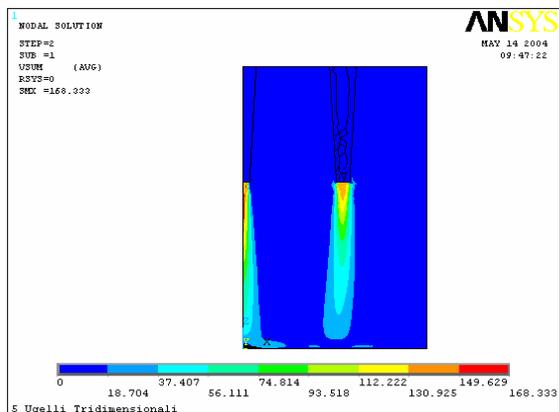


Fig. II.3.58.

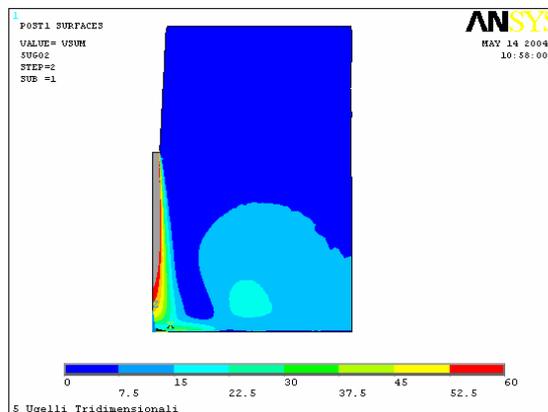


Fig. II.3.59.

Il risultato del calcolo ha portato al profilo di velocità rappresentato, con scale differenti, nelle figure II.3.56., 57 e 58. In figura II.3.59. si osserva il profilo di velocità su di un piano passante per l'asse del getto centrale e per la bisettrice del settore circolare rappresentante il dominio di calcolo.

Dalla figura II.3.58. si osserva una tendenza dei getti laterali a spostarsi verso il centro. Ciò potrebbe essere dovuto o ad una imprecisione nel calcolo o ad un fenomeno reale. La causa della comparsa di tale fenomeno viene per il momento trascurata.

Nelle figure II.3.60. e II.3.61. si osserva il coefficiente di convezione calcolato. In figura 61 in particolare, il coefficiente è valutato su di un segmento di lastra che parte dal centro di impatto del getto laterale destro e che si muove perpendicolarmente al lato del dominio, terminando sul settore di circonferenza che delimita il dominio stesso.

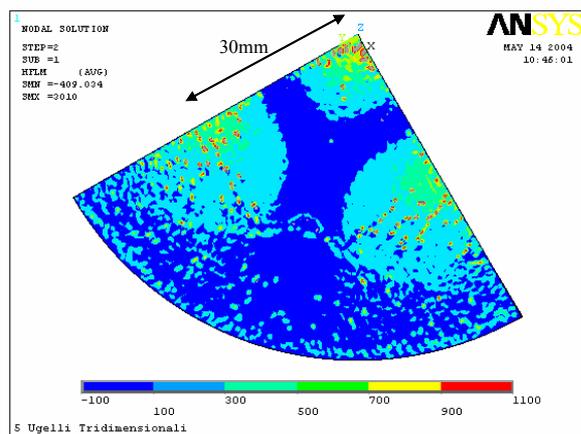


Fig. II.3.60.

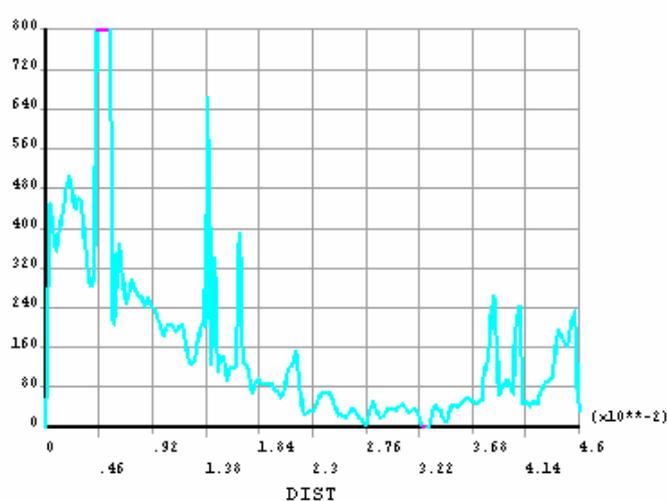


Fig. II.3.61.

Si osservi che:

- Se si confronta il risultato, rappresentato in scala cromatica, con quello del monoungello (figura II.3.48. con II.3.60.) si vede che la presenza degli ugelli laterali inibisce l'azione dell'ugello centrale. Si creano, tra un ugello e l'altro, delle zone di ristagno, in corrispondenza delle quali il coefficiente di convezione subisce un crollo (in blu nelle figure).
- Se si confrontano invece i risultati grafici, si osserva che anche il valore di picco del coefficiente di convezione subisce una diminuzione rispetto al caso del monoungello (figure II.3.47. e II.3.61.).

### Simulazione 25

Una seconda simulazione è stata eseguita modificando la mesh del modello relativo alla simulazione 24. Tutti gli altri parametri sono stati lasciati invariati. Come si osserva dalla figura II. la mesh della 24 presentava una pronunciata asimmetria relativamente all'asse dei getti laterali. Per evitare una qualsiasi influenza della mesh sul risultato finale del calcolo, nella 25 si è fatto in modo di renderla maggiormente uniforme e simmetricamente disposta rispetto ai flussi principali. Il risultato del nuovo preprocessamento del modello è visibile in figura II.3.62.

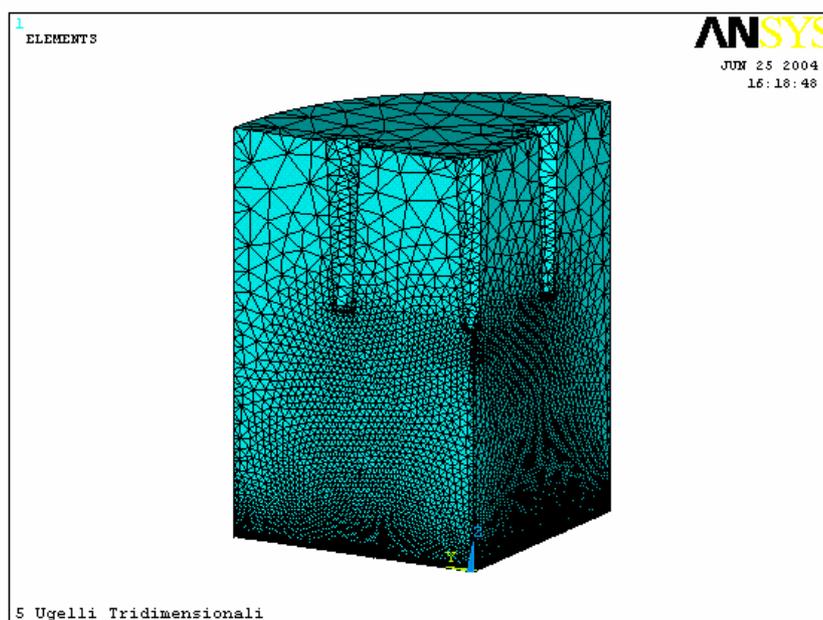


Fig. II.3.62.

Nelle immagini di figura II.3.63. si osserva il risultato calcolato in termini di coefficiente di convezione termica all'interfaccia, in scala cromatica ed in forma di grafico; quest'ultimo relativo ad i valori assunti dal coefficiente di convezione sul percorso definito nella simulazione precedente. In figura II.3.64. è invece visibile il profilo di temperatura su di un piano parallelo alla lastra di vetro e posto ad una distanza di 1mm (figura di sinistra) e 2mm (figura di destra) dalla lastra stessa.

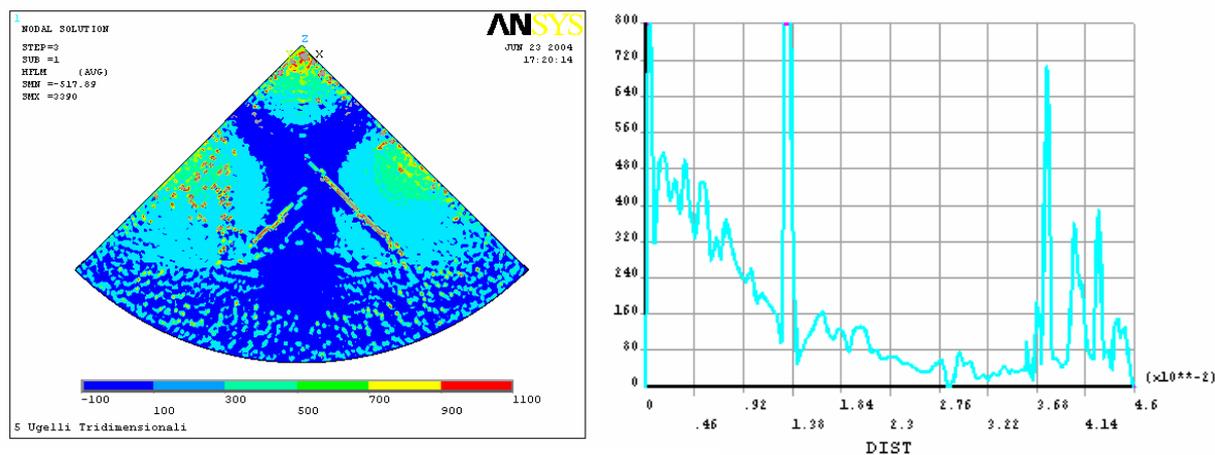


Fig. II.3.63.

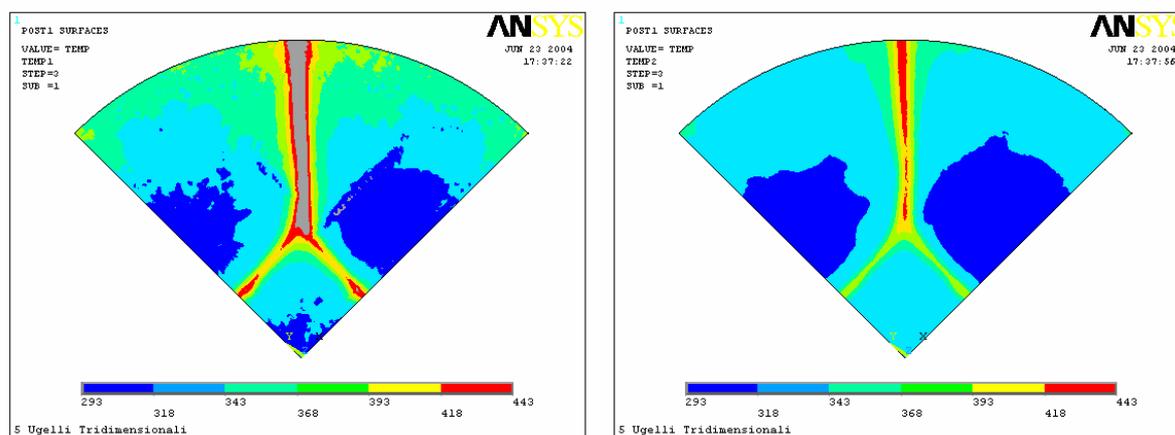


Fig. II.3.64.

Non vi sono grosse differenze con i risultati ottenuti nella simulazione 24.

### Simulazione 26

Per cercare di determinare l'influenza che il volume si sfogo dell'aria ha sul coefficiente di convezione termica, si sono costruiti i modelli relativi alle simulazioni 26

e 28. Nel primo modello non è stata variata la forma e le dimensioni del dominio di calcolo rispetto alle simulazioni precedenti. E' stata solamente maggiorata la lunghezza degli ugelli in modo da dimezzarne la distanza dalla lastra di vetro e di portarla quindi al valore di 25mm. Nel secondo modello, tenuta invariata la distanza di 25mm degli ugelli dalla lastra, è stato ridotto il volume di sfogo dell'aria. In pratica il valore dell'altezza del settore cilindrico, rappresentante il dominio di calcolo, è stato portato dal valore di 85mm a quello di 55mm.

In figura II.3.65. si osserva il modello utilizzato nella simulazione 26 ed in figura II.3.66. il profilo di velocità calcolato

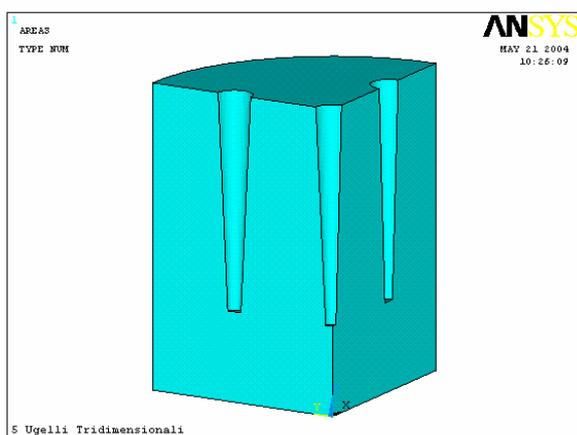


Fig. II.3.65.

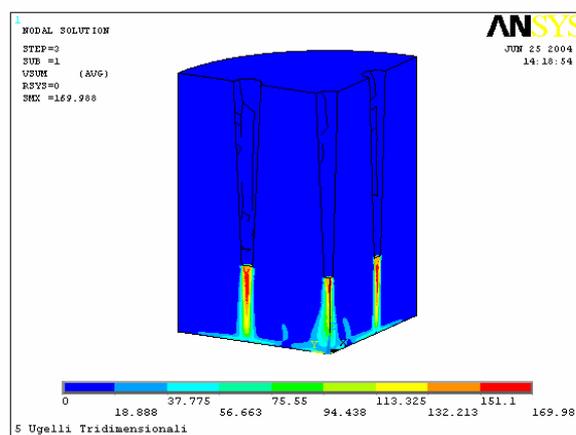


Fig. II.3.66.

In figura II.3.67. si osserva il coefficiente di convezione termica in scala cromatica ed in figura II.3.68. il grafico del coefficiente di convezione sul segmento di lastra definito nella simulazione 24.

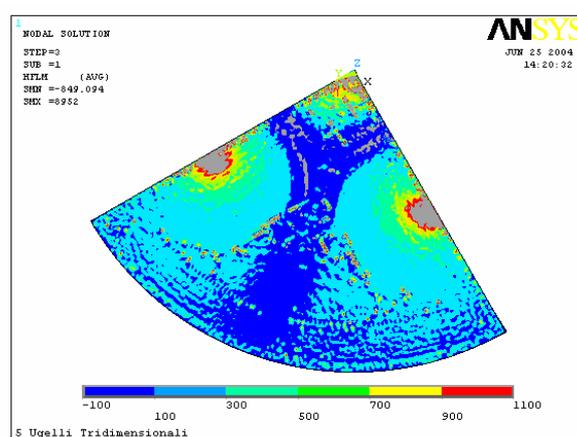


Fig. II.3.67.

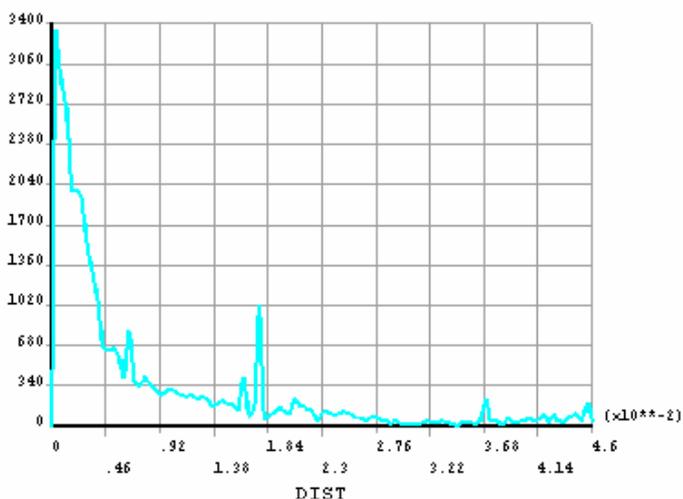
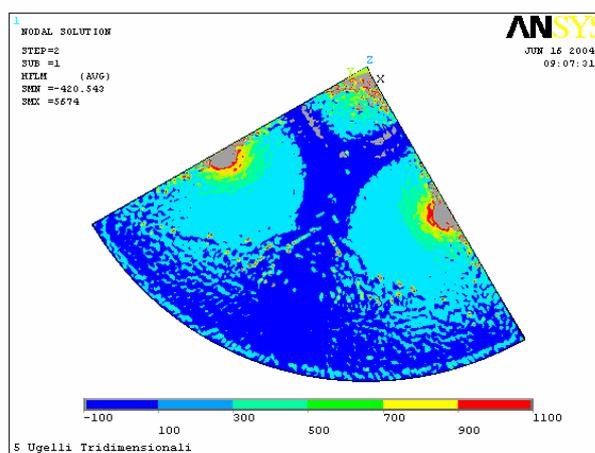


Fig. II.3.68.

Si osservi il valore molto elevato del coefficiente in coincidenza dell'impatto del getto con la lastra e la sua rapida diminuzione all'allontanarsi dalla zona di impatto stessa.

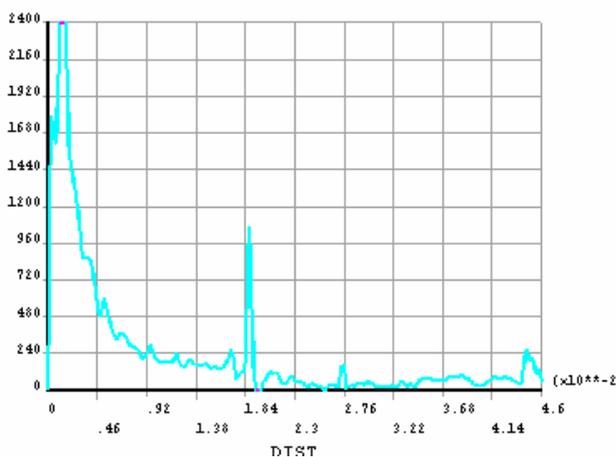
### Simulazione 27

In figura II.3.67., relativa alla simulazione 26, si osserva la particolare configurazione asimmetrica, assunta dal profilo del coefficiente di convezione termica dovuto all'azione dell'ugello centrale. Da una più approfondita analisi dei risultati si è visto come tale fenomeno sia dovuto ad una oscillazione della soluzione relativa al profilo di velocità calcolato. Per evitare che la soluzione finale potesse essere affetta da un errore causato da tale oscillazione, si è costruito un nuovo modello con stessi parametri di input della simulazione 26 ma con mesh modificata. I risultati di questo

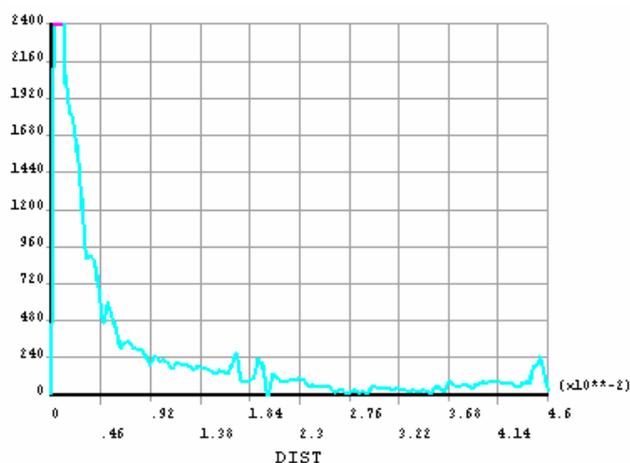


**Fig. II.3.69.**

secondo calcolo sono visibili nelle figure II.3.69. – II.3.71.



**Fig. II.3.70.**



**Fig. II.3.71.**

In figura II.3.70. è riportato il grafico del coefficiente di convezione partendo dall'ugello di sinistra di figura II.3.69. Il coefficiente di convezione di figura II.3.71. è

invece relativo all'ugello di destra.

Non si è riscontrato un cambiamento apprezzabile nel coefficiente di convezione termica calcolato rispetto ai risultati registrati nella simulazione 26.

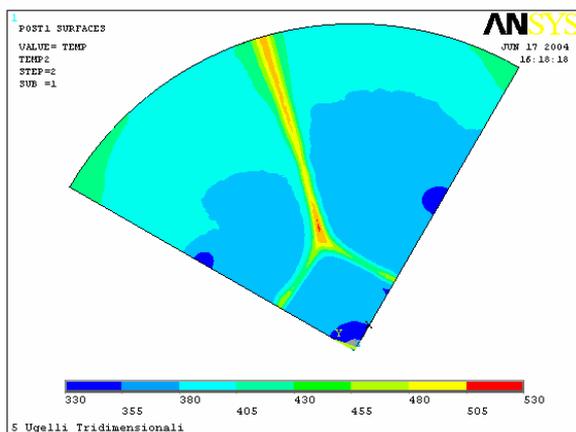


Fig. II.3.72.

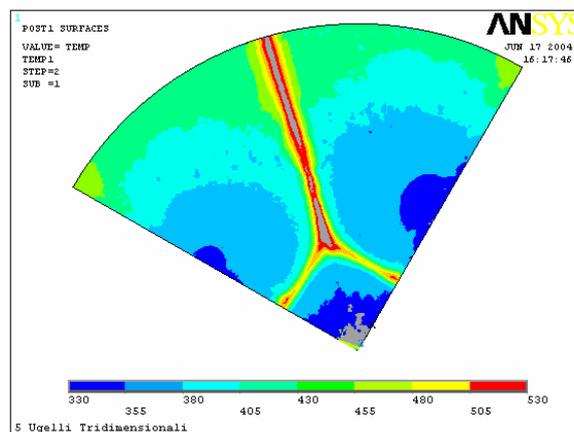


Fig. II.3.73.

Nelle figure II.3.72. e 73 è rappresentato il profilo di temperatura a 2mm e ad 1 mm di distanza dalla lastra di vetro.

### Simulazione 28

In figura II.3.74. si osserva il modello utilizzato per questa simulazione, con il profilo calcolato per le velocità. In figura II.3.75. è riportato invece il coefficiente di convezione termica con rappresentazione cromatica. La parte colorata di grigio, in corrispondenza della parte centrale dell'impatto dei getti, è fuori scala. Si è mantenuta comunque questa rappresentazione per facilitare un eventuale confronto con i risultati precedenti.

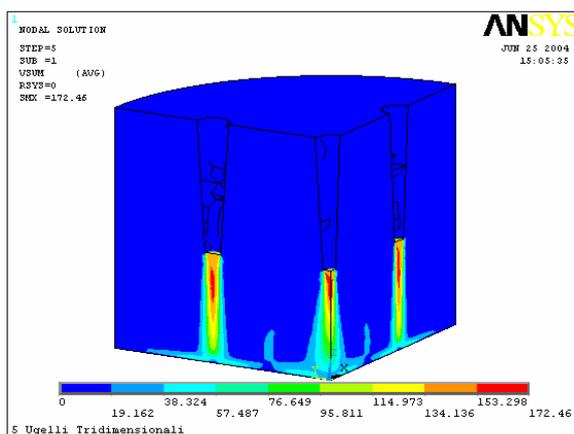


Fig. II.3.74.

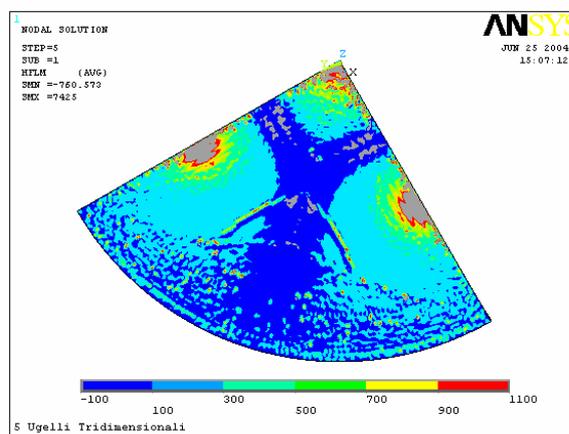


Fig. II.3.75.

Nelle immagini di figura II.3.76. si osserva il coefficiente di convezione risultante dal calcolo relativo all'ugello di sinistra (figura di sinistra) ed all'ugello di destra. In figura II.3.77. si vede il profilo di temperatura valutato, come in precedenza, su di un piano parallelo alla lastra di vetro e a distanza di 1mm (figura di sinistra) e di 2mm dalla stessa.

La variazione del risultato del calcolo rispetto alle simulazione 26 e 27 non è apprezzabile.

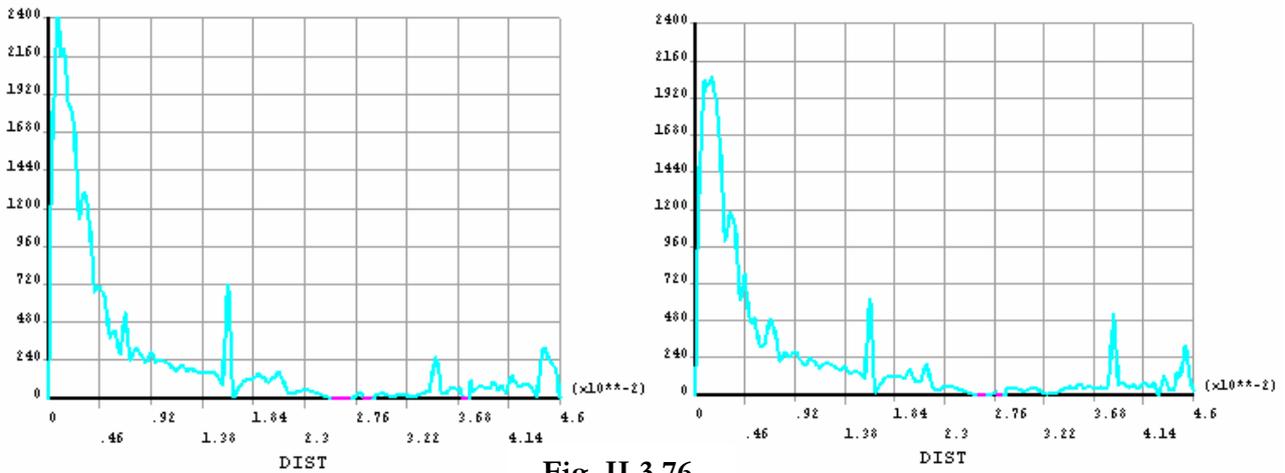


Fig. II.3.76.

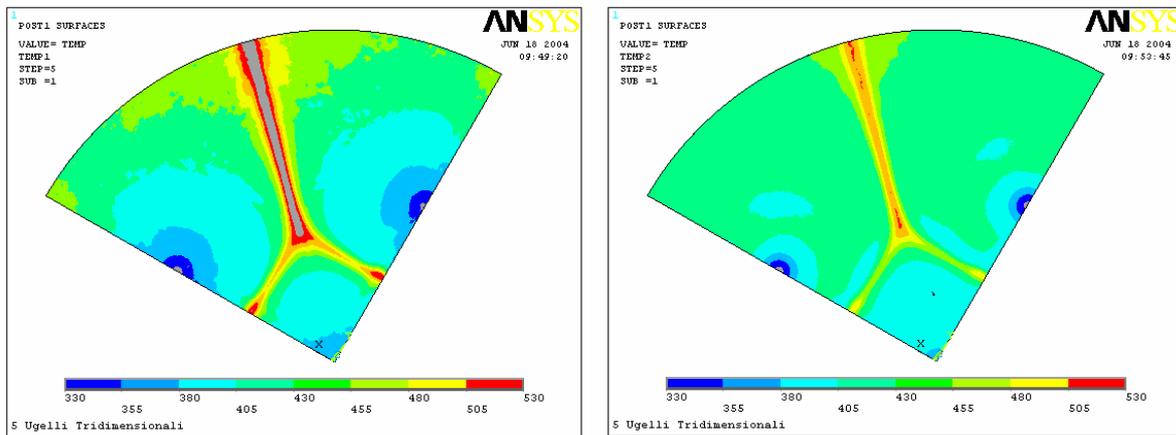


Fig. II.3.77.

Simulazione 29

Per osservare un eventuale cambiamento del coefficiente di scambio termico al variare della sporgenza degli ugelli dal cielo della soffiante si è costruito un nuovo modello. Volendo confrontarne il risultato con quello della simulazione 25, la distanza degli ugelli dalla lastra è stata riportata al valore di 50mm. La lunghezza degli ugelli è

stata presa pari a 15mm e quindi, l'altezza del dominio di aria risulta pari a 65mm (distanza lastra di vetro – cielo della soffiante).

Nelle immagini di figura II.3.78. si osserva il modello utilizzato con il profilo di velocità calcolato ed il coefficiente di convezione in scala cromatica. Si osservi ancora il fenomeno della deviazione verso l'interno dei getti laterali.

Il coefficiente di convezione relativo all'ugello destro ed il profilo di temperatura alla distanza di 1mm dalla lastra di vetro sono riportati nelle immagini di figura II.3.79.

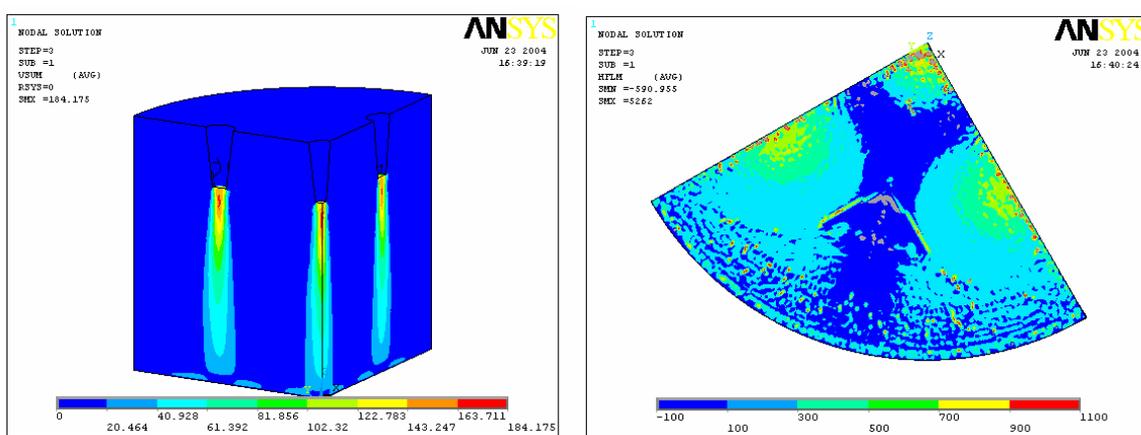


Fig. II.3.78.

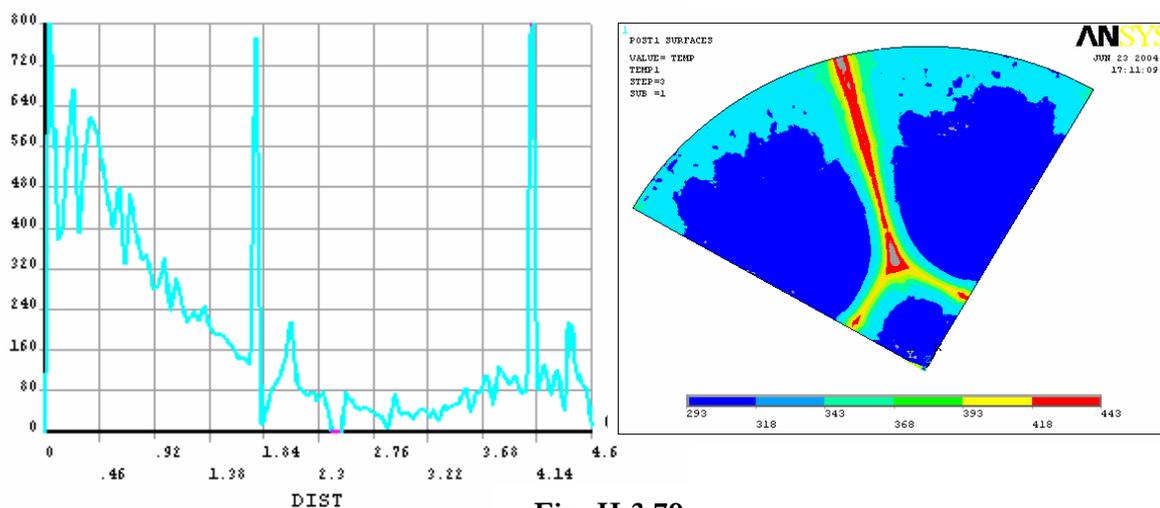


Fig. II.3.79.

Nel confronto con i risultati della simulazione 25 non si osservano cambiamenti così evidenti da fare pensare ad una diminuzione del coefficiente di convezione nella nuova configurazione.

### II.3.8.2. Modello a nove ugelli

#### *Simulazione 30*

Per simulare infine, una configurazione con ugelli interni alla soffiante, è stato aggiunto un ugello al dominio di calcolo in una configurazione quadrangolare (figura II.3.80.).

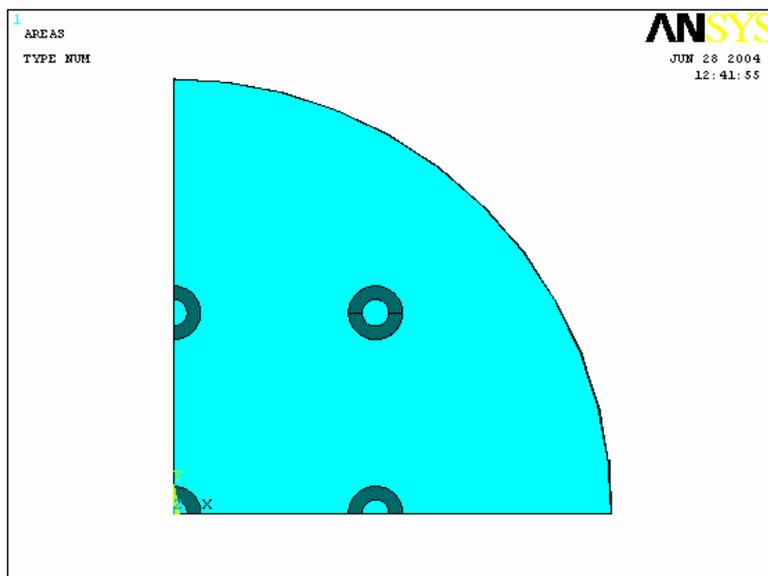


Fig. II.3.80.

Nelle immagini di figura II.3.81. – II.3.83. si osservano: il profilo di velocità calcolato; il coefficiente di convezione termica in scala cromatica ed in forma di grafico cartesiano; i profili di temperatura a distanza di 1mm e 2mm dalla lastra di vetro.

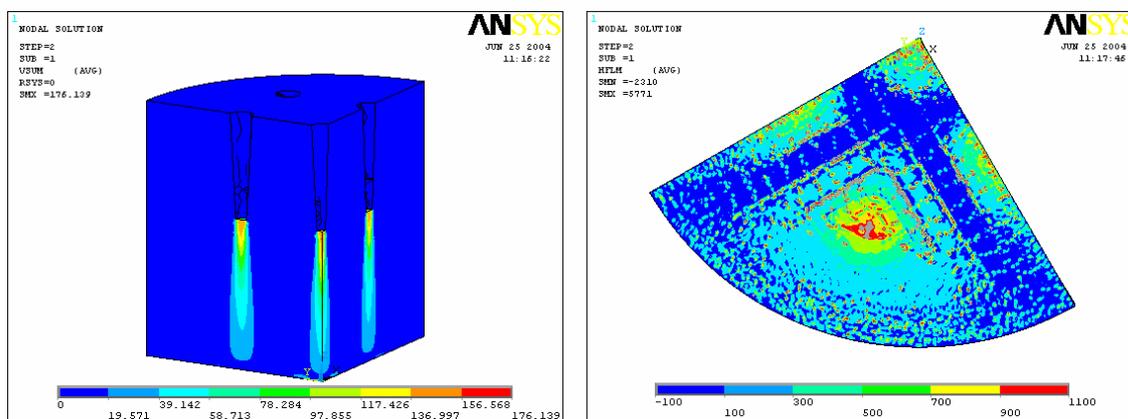


Fig. II.3.81.

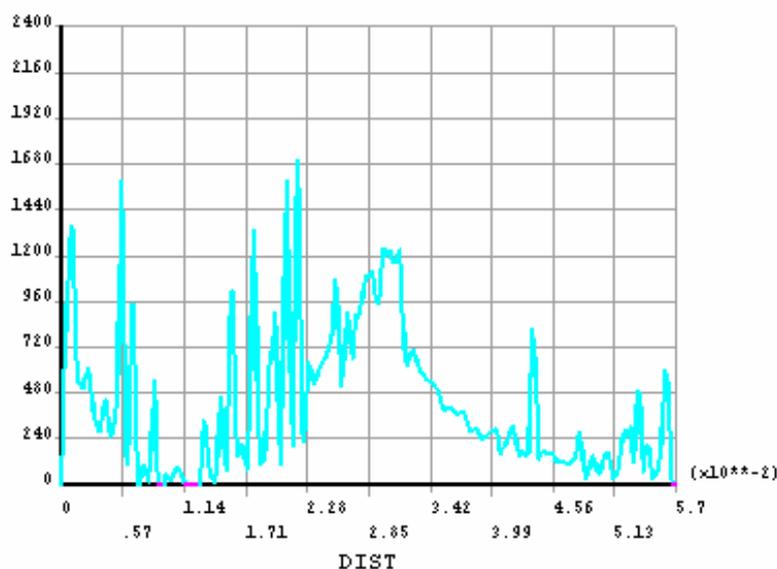


Fig. II.3.82

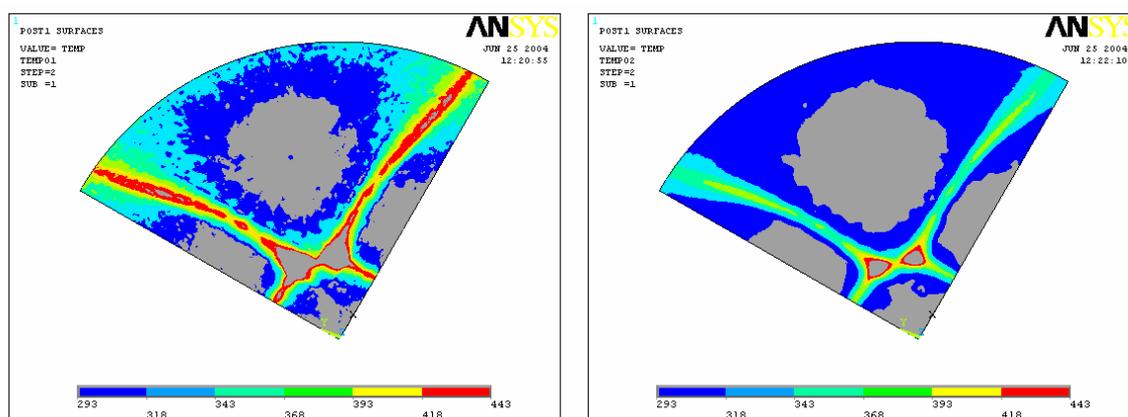


Fig. II.3.83

Il grafico del coefficiente di convezione è relativo, come già accennato in precedenza, ad un percorso che va dall'ugello laterale destro (in questo caso) e che si muove parallelamente al lato del dominio cilindrico passante per l'ugello laterale sinistro. Nel caso specifico di questa simulazione, il percorso incontra quindi il punto di impatto dell'ugello aggiunto e che risulta visibile nel grafico con un secondo picco.

Sia il flusso termico che il coefficiente di convezione risultano aumentati rispetto alle simulazioni precedenti ma ciò che risalta maggiormente, nell'osservare il profilo del coefficiente di convezione sulla lastra, è la contrazione dell'area di azione dei getti laterali, a causa della presenza del nuovo ugello.

La presenza del nuovo ugello sembra fare aumentare lo scambio termico dovuto agli altri ugelli, contraendone allo stesso tempo l'area di azione.

Dalle figure relative ai profili di temperatura è evidente il percorso seguito dall'aria di sfogo e le zone di ristagno che si creano. La validità nell'utilizzo di questi profili, allo scopo di quantificare lo scambio termico in azione, risulta da dimostrare. Se, infatti, il coefficiente di scambio termico risulta poco dipendente dal numero dei passi di calcolo eseguiti, la temperatura calcolata si è rivelata, in alcuni casi analizzati, dipendente da questo parametro. Ulteriori approfondimenti risultano necessari.

### II.3.9. CONCLUSIONI IN MERITO ALL'UTILIZZO DI ANSYS PER LO SVILUPPO DI UN MODELLO DI PREVISIONE

Con Ansys, rispetto ad Algor, risulta possibile gestire modelli abbastanza complessi anche nel tridimensionale, giungendo a risultati qualitativamente soddisfacenti, e permettendo quindi confronti tra le varie configurazioni. La creazione del modello, la gestione della mesh, l'immissione e l'eventuale correzione delle condizioni al contorno e dei parametri di calcolo risulta di facile esecuzione, come anche completa è la gamma di possibilità nella visualizzazione dei risultati finali.

In relazione con lo sviluppo di un modello di previsione, con il quale deve essere possibile il confronto quantitativo tra diverse configurazioni alternative di ugelli, i risultati uscenti da Ansys risultano però troppo dispersi. L'errore intrinseco del modello è in pratica troppo elevato per poter effettuare, a valle delle simulazioni, una analisi comparativa che abbia significato. Se con Ansys è possibile dire "...con molta probabilità la configurazione 1 è migliore della 2..." non è altresì possibile quantificarne la differenza. Software di calcolo ai volumi finiti, specificatamente dedicati al calcolo di problemi di fluidodinamica, come CFX-5 (Ansys) o Fluent, dovrebbero essere più adatti a soddisfare queste esigenze. Nel prosieguo della ricerca, come verrà descritto nei capitoli successivi, la ricerca di un modello di previsione usando tecniche DOE (Design Of Experiments) ha necessitato l'utilizzo di Fluent al posto del codice Flotran di Ansys. I benefici apportati, in termini di precisione di calcolo e di possibilità di confronto, quindi, tra diverse alternative, è stato sostanziale.

### II.3.10. MODELLO DI PREVISIONE PER LA TEMPRA

Come già accennato in precedenza, lo scopo delle simulazioni da dover eseguire a questo punto della ricerca, non era più quello di validare o meno un modello matematico FEM ma, ammessa la validità dei modelli utilizzati – alla luce dei risultati ottenuti – consisteva nell'utilizzare una serie di simulazioni, aventi una certa configurazione dei parametri caratteristici influenzanti il processo, per estrapolare da esse una relazione del tipo:

$$h = f(P)$$

in cui  $h$  è l'incognita e  $P$  è l'insieme dei parametri influenzanti il valore di  $h$ .

Come già nel caso della formatura, implementando la relazione determinata all'interno di un foglio di calcolo, risulterebbe possibile andare a prevedere il valore di  $h$  per una qualsiasi configurazione dei parametri  $P$ , senza avere necessità di effettuare altre simulazioni FEM.

Per fare ciò è risultato necessario adottare uno schema di simulazioni secondo tecnica DOE (Design Of Experiments).

Come già visto nel caso della formatura, grazie al DOE è infatti possibile eseguire un numero opportuno di simulazioni, variando in maniera codificata i parametri di controllo all'interno di intervalli prestabiliti, ed elaborare i risultati con metodi statistici per ottenere la relazione cercata.

Nel linguaggio DOE la funzione obiettivo è il valore numerico della variabile che si vuole analizzare a valle di un esperimento. I parametri di controllo sono quelle variabili del sistema preso in esame che, una volta impostate, non subiscono variazioni di rilievo durante il ciclo di vita del sistema stesso. Sono cioè influenzate unicamente da una decisione “umana” e sono perciò “controllabili”.

Disturbo (termine proprio del “Robust Design” più che del DOE) sono invece tutte quelle variabili che influenzano la funzione obiettivo ed il cui valore prescinde da decisioni umane. Sono, in altre parole, parametri “incontrollabili”.

#### II.3.10.1. Schema DOE

Entriamo ora nello specifico dell'applicazione analizzata.

La **Funzione obiettivo** principale è naturalmente il coefficiente di convezione medio sulla lastra. Un secondo risultato numerico analizzato è il valore del picco, ovvero il valore del coefficiente di convezione in corrispondenza del punto di impatto del getto di aria con la lastra di vetro. Questo valore è naturalmente maggiore del coefficiente medio calcolato sulla lastra.

Il valore del picco è risultato utile per costruire un parametro indicante l'uniformità della azione di raffreddamento sulla lastra di vetro. Si è preso, in pratica, il rapporto tra picco e coefficiente medio e gli si è dato il nome di "Acutezza" o "Uniformità" del soffiaggio.

Quanto più il valore di questo parametro sarà elevato, tanto più sarà pronunciato il gradiente del coefficiente di convezione lungo la direzione che va dal punto di impatto del getto verso le zone periferiche. Tanto più, quindi, il raffreddamento della lastra sarà disuniforme.

I **Parametri di controllo** nel nostro caso sono:

- Il diametro della sezione di uscita degli ugelli (D)
- La distanza degli ugelli dal vetro (H)
- La sporgenza degli ugelli dalla struttura della soffiante (Sp)
- La velocità dell'aria in uscita dagli ugelli (V)
- La spaziatura tra gli ugelli (S)

I **Parametri di disturbo** (parametri non controllabili) sono :

- Intrinseci nella mesh e nel modello FEM.

Questo disturbo è stato considerato come errore sperimentale e non è stata quindi implementata alcuna matrice esterna.

A differenza del caso della formatura, una valutazione dell'errore sperimentale è stato, in questo caso, necessario. La mesh viene infatti generata in automatico dal software, una volta stabilite le dimensioni degli elementi nei punti fondamentali (ad esempio sulla lastra di vetro). E questo elemento di casualità (l'automatismo, appunto, nella generazione della mesh) che non esisteva nel caso delle simulazioni della deformata (in quanto la mesh veniva costruita manualmente e quindi uguale per tutti i modelli) può essere fonte di un errore sperimentale.

Considerando gli obiettivi sono state valutate le seguenti possibili **correlazioni** tra i parametri di controllo (si ricorda che esiste una correlazione o interferenza tra due parametri di controllo P1 e P2 quando il valore assunto da P1 influenza la relazione che intercorre tra P2 e la funzione obiettivo):

Diametro degli ugelli, distanza dal vetro, velocità e distanza tra ugelli sono sicuramente tra loro correlati. Ciò significa, ad esempio, che la relazione che intercorre tra diametro degli ugelli (o la distanza tra ugelli) e il coefficiente di convezione, varia se varia ad esempio la velocità dell'aria (numero di Reynolds a diametro costante).

Dai grafici riportati da Yang San e De-Lai risulta, in particolare, una forte dipendenza tra  $H/D$  e  $S/D$  che vuol dire una dipendenza tra distanza degli ugelli dalla lastra  $H$ , diametro degli ugelli  $D$  e distanza tra ugelli contigui  $S$  sul valore del coefficiente di convezione misurato.

Ricordo che i valori della Soffiante di Riferimento sono:

$$H/D = 12,5$$

$$S/D = 7,5$$

$$Re = 35200$$

$$D = 4 \text{ mm}$$

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$S = 30 \text{ mm}$$

$$V = 140 \text{ m/s}$$

Per i parametri di controllo sopra specificati sono stati stabiliti i seguenti valori limite di intervallo (livelli):

$$\text{Diametro ugelli } D \quad 4 \text{ mm} - 8 \text{ mm}$$

$$\text{Distanza ugelli dalla lastra } H \quad 40 \text{ mm} - 60 \text{ mm}$$

$$\text{Distanza tra gli ugelli } S \quad 40 \text{ mm} - 60 \text{ mm}$$

$$\text{Sporgenza ugelli dalla cassa } Sp \quad 20 \text{ mm} - 60 \text{ mm}$$

$$\text{Velocità dell'aria } V \quad 110 \text{ m/s} - 140 \text{ m/s}$$

Tali valori determinano valori di  $H/D$  e  $S/D$  pari a:  $5 - 7,5 - 12,5 - 15$ .

Non si è preso in considerazione il valore di  $S$  pari a 30mm in quanto avrebbe comportato valori troppo piccoli del rapporto  $H/D$  (con  $D = 8\text{mm}$ ) in relazione

all'utilizzo che viene fatto della soffiante. Si ricorda, infatti, che se è da ricercare un elevato valore del coefficiente di convezione, è anche auspicabile una uniformità nel raffreddamento che non si può ottenere con valori troppo piccoli del rapporto  $H/D$ .

I valori di  $Sp$  sono stati scelti in modo da poter apprezzare una eventuale differenza nello smaltimento dell'aria tra i due modelli senza prendere in considerazione modelli troppo voluminosi.

Per quanto riguarda la velocità è stato tenuto fermo il valore di 140 m/s come limite superiore ed è stato considerato un valore di 110 m/s come livello inferiore. Una velocità più bassa del getto potrebbe rappresentare infatti un risparmio economico (prevalenza della soffiante).

Per quanto riguarda lo schema di test da utilizzare dobbiamo tenere presente che abbiamo 5 parametri con 2 livelli ognuno. Bisogna quindi almeno utilizzare una matrice ortogonale L8. La scelta può essere effettuata tra le matrici ortogonali codificate L8, L12 e L16. Si tenga presente che per uno schema completo ("full – factorial") avremmo bisogno di 32 esperimenti ( $2^5$ ).

La L8 non permette di valutare adeguatamente eventuali cross – correlazioni tra i parametri di controllo in quanto, nelle colonne della matrice adibite alla valutazione di eventuali dipendenze, vi è l'effetto congiunto di più di due parametri.

La L12 non è adeguata ai nostri scopi essendo in essa equamente "spalmate" nelle varie colonne della matrice le eventuali dipendenze esistenti tra i parametri.

La L16 permette al contrario di valutare ogni singola dipendenza tra coppie di parametri, essendo in essa dedicata una colonna per ogni eventuale dipendenza esistente tra due parametri.

In figura II.3.84. è riportato lo schema generale della matrice L16.

Utilizzando le colonne A, B, D, H e Q per i parametri di controllo, la colonna C potrà essere usata per valutare la dipendenza AxB, la colonna E per AxC, la colonna F per BxC, la colonna G per HxQ, la colonna I per AxH, la colonna L per BxH, la colonna M per DxQ, la N per DxH, la O per BxQ e infine la colonna P per AxQ.

Lo schema di test utilizzato è il quello di figura II.3.85.

Test	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N	O	P	Q
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1

Fig. II.3.84.

Test	D	H	S	Sp	V
1	4	40	40	20	110
2	4	40	40	60	140
3	4	40	60	20	140
4	4	40	60	60	110
5	4	60	40	20	140
6	4	60	40	60	110
7	4	60	60	20	110
8	4	60	60	60	140
9	8	40	40	20	140
10	8	40	40	60	110
11	8	40	60	20	110
12	8	40	60	60	140
13	8	60	40	20	110
14	8	60	40	60	140
15	8	60	60	20	140
16	8	60	60	60	110

Fig. II.3.85.

### II.3.10.2. Risultato delle simulazioni

Sono state eseguite quindi, sedici simulazioni, con i valori dei parametri di controllo impostati come da schema di figura II.3.85. Il programma di calcolo utilizzato è Fluent; il modello è a nove ugelli e la simulazione è stata effettuata su di un ottavo del modello

stesso, essendo stato possibile imporre delle condizioni di simmetria sulle superfici di taglio. L'unica simulazione effettuata su di un quarto di modello è il test 1. In fig. II.3.86. si osserva un esempio di modello utilizzato relativo al test14.

Per ogni singola simulazione è stato quindi registrato il valore del coefficiente medio sulla lastra di vetro e calcolato il coefficiente di convezione in corrispondenza dell'impatto dei tre getti sulla lastra di vetro. I tre valori sono stati poi mediati (Picco).

In figura II.3.87. si osserva il coefficiente di convezione sulla lastra relativamente al test 14.

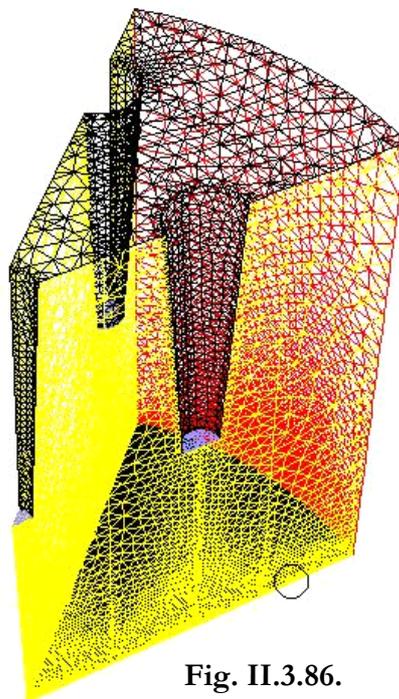


Fig. II.3.86.

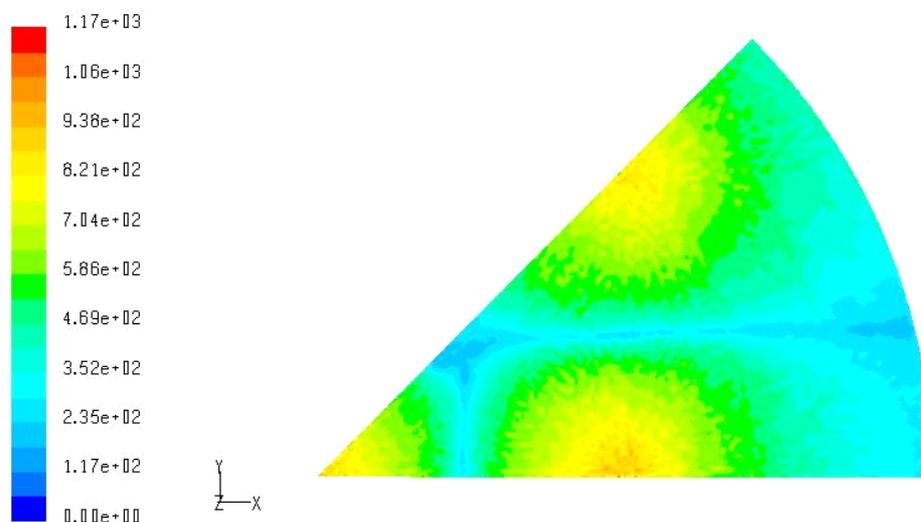


Fig. II.3.87.

In figura II.3.88. è riportato lo schema utilizzato per il programma di test con accanto i risultati ottenuti relativamente a **coefficiente di convezione medio** sulla lastra di vetro, **picco medio** del coefficiente di convezione e “**acutezza**” (o “uniformità”) del soffiaggio.

Test	D	H	S	Sp	V	h	Picco	Acut.
1	4	40	40	20	110	262	564	2.15
2	4	40	40	60	140	312	617	1.98
3	4	40	60	20	140	237	610	2.57
4	4	40	60	60	110	211	517	2.45
5	4	60	40	20	140	292	533	1.83
6	4	60	40	60	110	255	477	1.87
7	4	60	60	20	110	195	415	2.13
8	4	60	60	60	140	237	527	2.22
9	8	40	40	20	140	516	918	1.78
10	8	40	40	60	110	430	747	1.74
11	8	40	60	20	110	331	678	2.05
12	8	40	60	60	140	421	867	2.06
13	8	60	40	20	110	369	708	1.92
14	8	60	40	60	140	498	890	1.79
15	8	60	60	20	140	391	870	2.23
16	8	60	60	60	110	328	712	2.17

Fig. II.3.88.

Le prime simulazioni secondo lo schema DOE sono state effettuate utilizzando Ansys. In particolare è stato eseguito il test 1; due ripetizioni del test 1, rispettivamente con meno e più nodi; il test 13. I risultati mostrano una significativa dispersione dei valori calcolati, ed una notevole differenza tra il valore del picco relativo all'ugello interno del modello e quello relativo agli altri tre ugelli (figura II.3.89.). In figura II.3.90. è mostrato il risultato di queste quattro simulazioni eseguite con Ansys. La dicitura UI sta per "Ugello Interno".

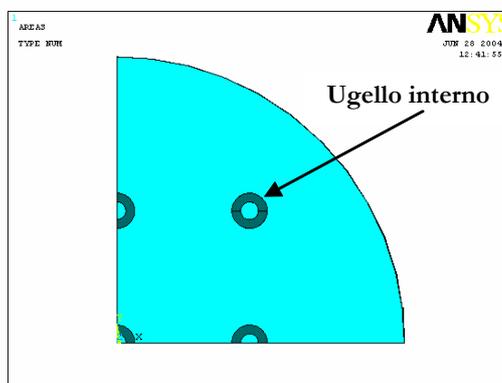


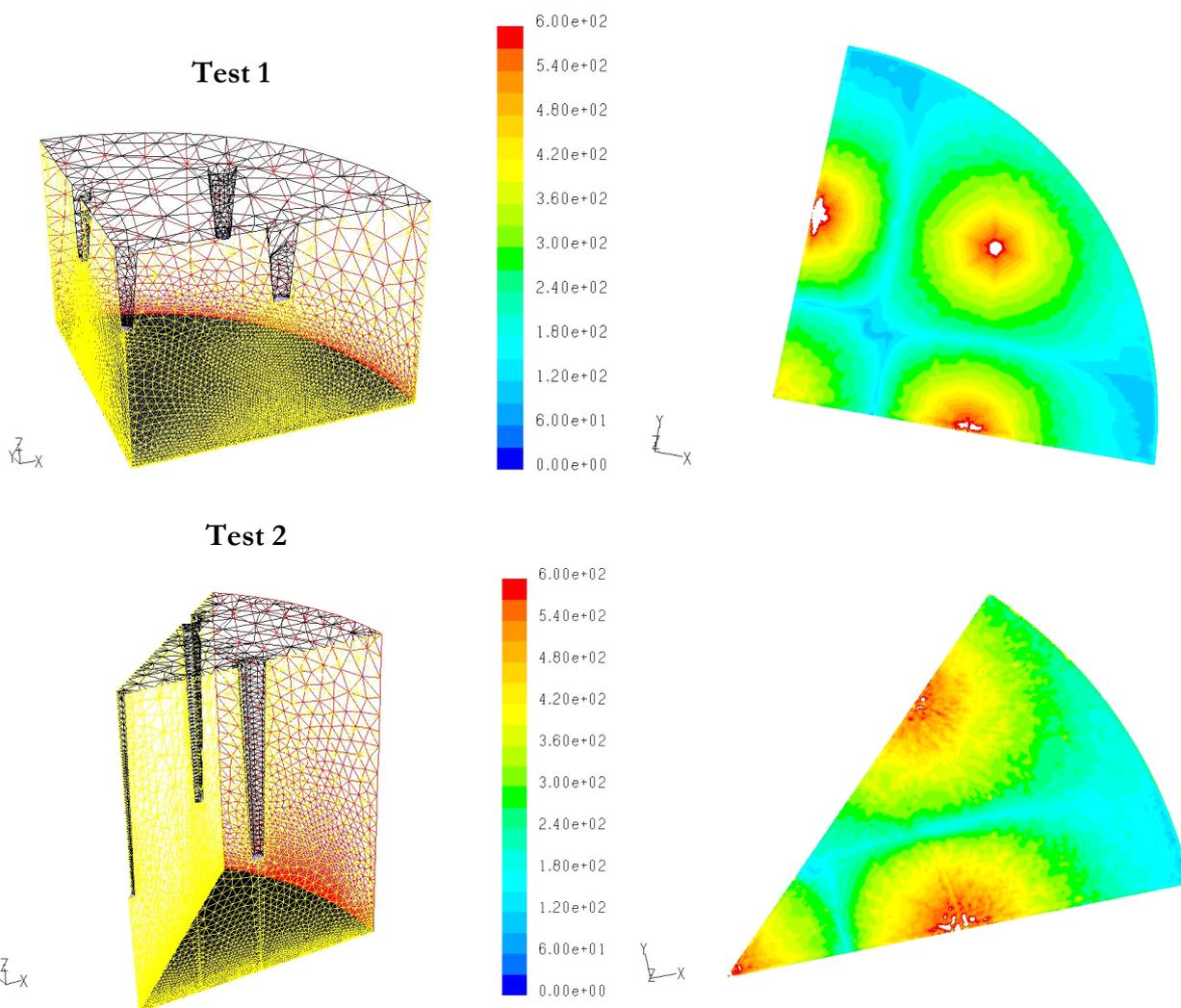
Fig. II.3.89.

	h Medio	Picco medio con UI	Picco medio senza UI	Acut. con UI	Acut. senza UI
Test1	199	1875	1267	9.4	6.3
Ripet.1 Test1	179	1800	1233	10.1	6.9
Ripet.2 Test1	166.6	1150	733	6.9	4.4
Test 13	326.2	775	767	2.4	2.4

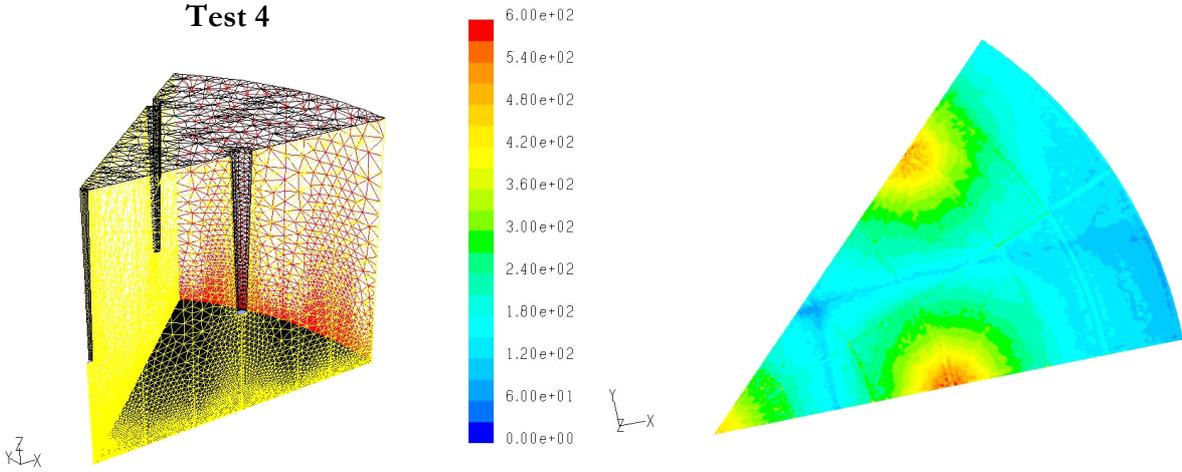
Fig. II.3.90.

Con Ansys non è inoltre risultato possibile, in tempi ragionevoli, sviluppare modelli che fossero un ottavo dell'intero dominio anziché un quarto. Questo, per la difficoltà riscontrata nell'imporre le condizioni al contorno di simmetria sulla faccia del modello che si trova ad essere inclinata di 45 gradi rispetto ad un asse del sistema di riferimento assoluto. In Fluent ciò viene gestito in modo immediato.

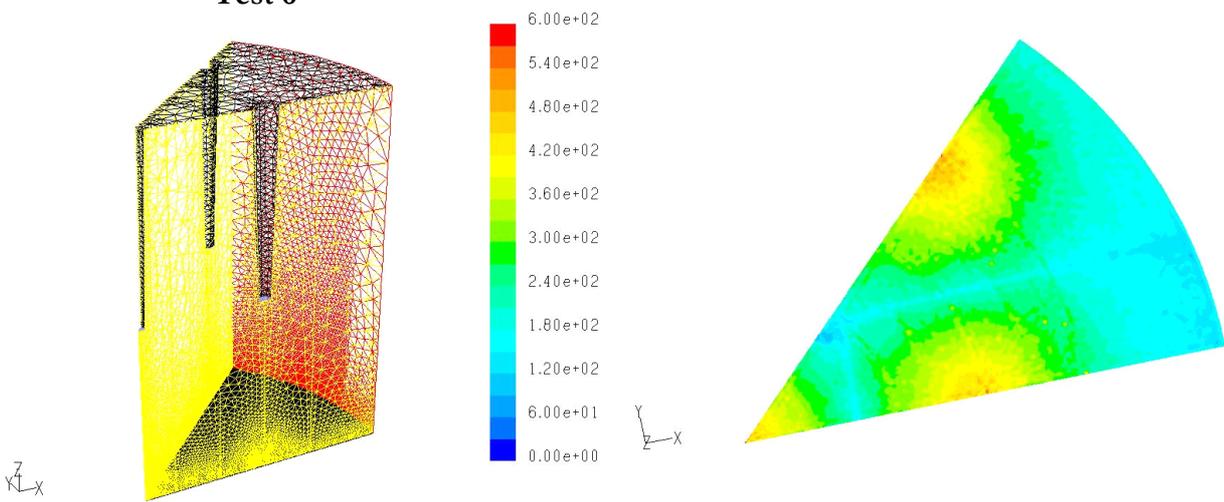
Nelle figure che seguono viene riportato il modello ed il risultato, in scala cromatica, di 8 delle 16 simulazioni effettuate. Essendovi una notevole differenza nei risultati, tra le simulazioni che presentano un diverso valore del diametro della sezione di uscita degli ugelli, il fondo scala del coefficiente di convezione è stato posto pari a  $600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  per  $D=4\text{mm}$  e a  $1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  per  $D=8\text{mm}$ .



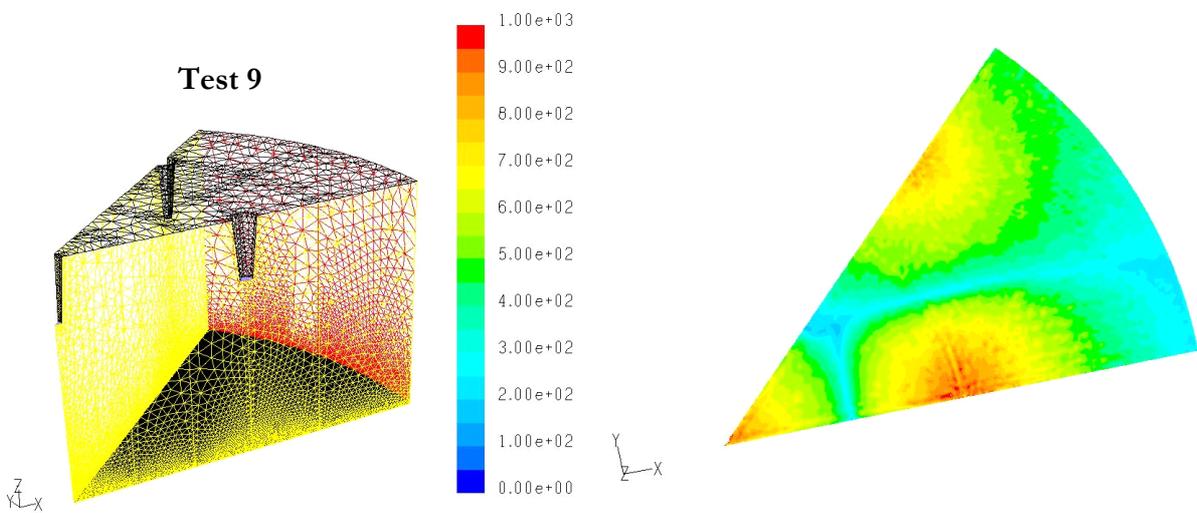
Test 4



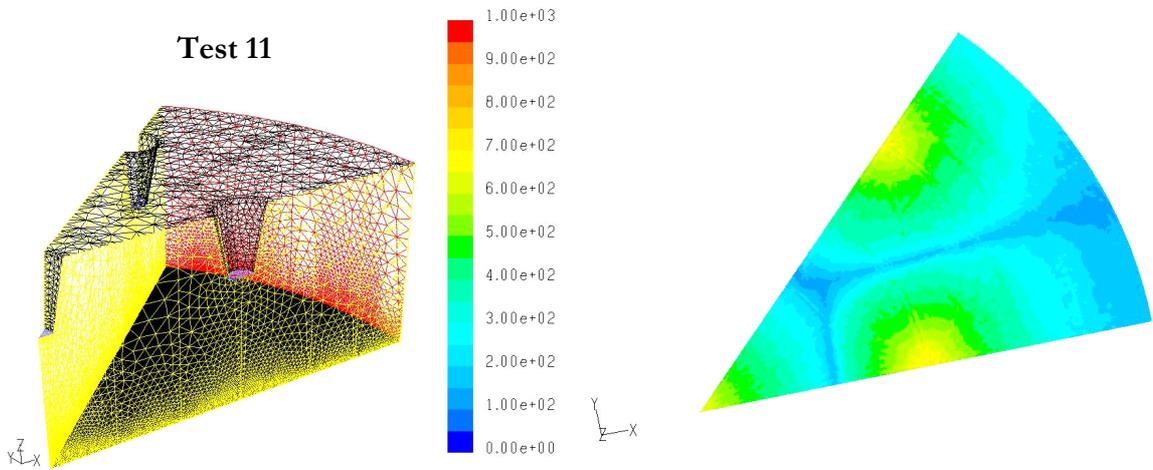
Test 6



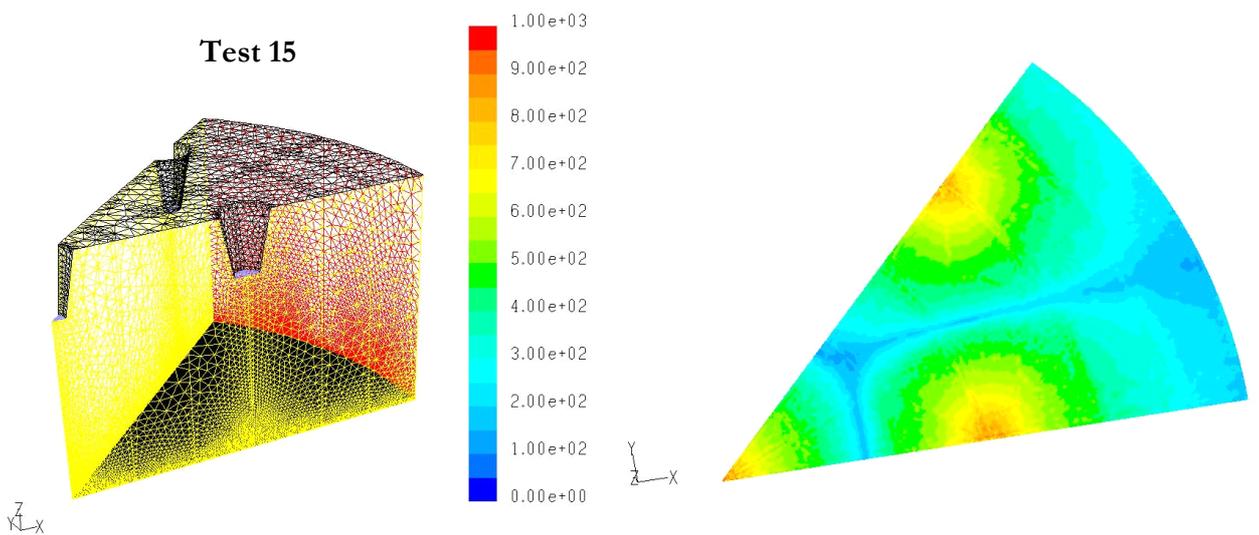
Test 9



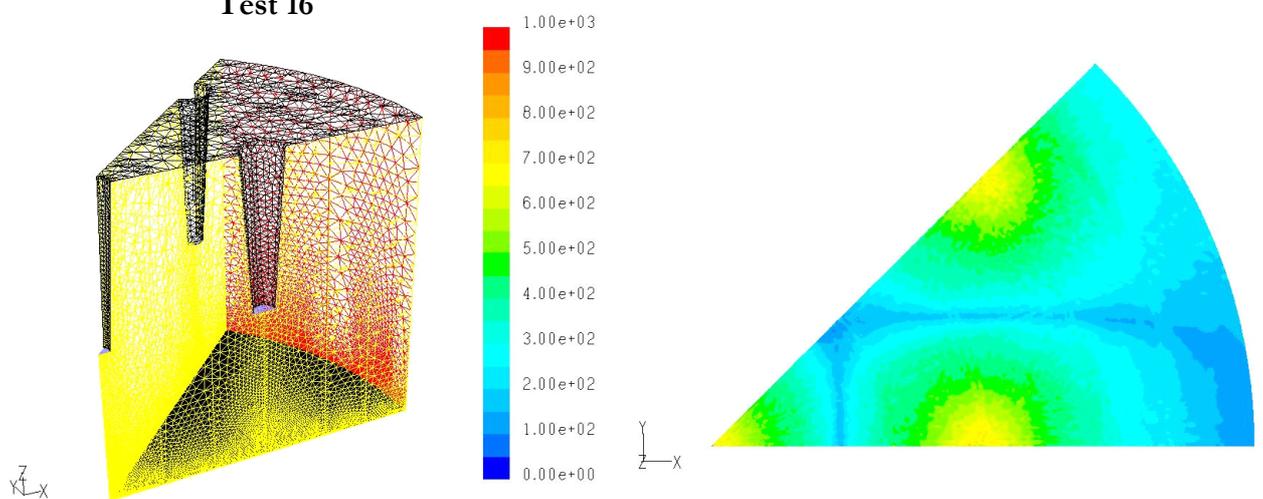
**Test 11**



**Test 15**



**Test 16**



Nella figura II.3.91. è riportato:

- Nello schema in blu il valore di  $h$ , del picco e dell'acutezza del soffiaggio, mediati su tutti i risultati ottenuti;
- Nello schema grande l'effetto di ogni singolo parametro sul valore di  $h$  e sul valore del picco.

L'effetto di un parametro è la variazione subita dalla funzione obiettivo quando il valore del parametro stesso passa dal livello inferiore dell'intervallo di validità al livello superiore. Prendendo ad esempio il Diametro della sezione di uscita degli ugelli, il suo effetto – pari a 160,3 su  $h$  e a 266,3 sul Picco – è quello che si ottiene sulle funzioni obiettivo quando il valore di  $D$  passa da 4mm a 8mm.

L'unità di misura per  $D$ ,  $H$ ,  $S$  e  $Sp$  è il mm. Per la velocità è m/s e per il coefficiente di convezione  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ . Si osservi il valore relativamente molto basso dell'effetto di  $Sp$  sulle funzioni obiettivo.

I valori riportati in questi due schemi sono necessari per l'elaborazione del modello di previsione.

<b>h</b>	<b>Picco</b>	<b>Acut.</b>
<b>Medio</b>	<b>Medio</b>	<b>Media</b>
<b>330</b>	<b>666</b>	<b>2.06</b>

Parametro	Livello	h medio	Picco medio	Effetto su h	Effetto sul Picco
D	4	250	532		
	8	410	799	160.3	266.3
H	40	340	690		
	60	321	641	-19.4	-48.3
S	40	367	682		
	60	294	649	-72.9	-32.3
Sp	20	324	662		
	60	337	669	12.4	6.9
v	110	298	602		
	140	363	729	65.4	126.9

**Fig. II.3.91**

In figura II.3.92. è mostrato uno schema relativo alla valutazione dell'errore sperimentale dovuto alla mesh ed al modello utilizzato.

In blu sono riportati i risultati delle simulazioni 1, 9 e 13 già viste in precedenza; in nero i risultati relativi a simulazioni con stessi valori dei parametri di controllo ma con variazioni, rispetto al modello utilizzato nello schema DOE, nel numero di nodi utilizzati. Ad esempio, il test 1B è relativo ad un modello con parametri di controllo impostati ai valori del test 1 ma con un maggiore numero di nodi.

	<b>h</b>	<b>Picco</b>	<b>Modifica</b>
<b>Test 1</b>	<b>267</b>	<b>597</b>	
Test1_A	258	571	Minore numero di nodi
Test1_B	264	562	Maggiore numero di nodi
<b>Test 9</b>	<b>502</b>	<b>917</b>	
Test9_A	530	920	Maggiore numero di nodi
<b>Test 13</b>	<b>360</b>	<b>663</b>	
Test13_A	362	720	Minore numero di nodi
Test13_B	384	710	Maggiore numero di nodi

**Fig. II.3.92.**

Prendendo sempre come unità di misura il  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  si osserva che il valore massimo dell'errore sperimentale è pari a 9 e 35 rispettivamente sul valore di  $h$  medio e del Picco in test1; 28 e 3 ( $h$  e Picco) in test9; 24 e 57 in test13. Alla luce di ciò, effettuata una simulazione, risulta ragionevole prevedere un margine di errore sul risultato pari al  $\pm 8\%$  del risultato stesso.

Da questi risultati si osserva, inoltre, come l'effetto del parametro  $Sp$  è più piccolo dell'errore sperimentale. Sarà, per questo motivo, non considerato all'interno del modello di previsione.

### **II.3.10.3. Modello di previsione**

I risultati ottenuti sono stati elaborati con tecniche statistiche per valutare quantitativamente l'effetto della variazione di ogni singolo parametro di controllo sul parametro obiettivo fissato (convezione media, picco medio e acutezza).

Determinata quindi, una funzione lineare che lega ogni singolo parametro al

parametro obiettivo, è stata costruita una equazione che esprime il valore del parametro obiettivo in funzione del valore dei cinque parametri di controllo.

All'interno di questa equazione è stato preso in considerazione anche l'effetto della eventuale correlazione tra i parametri di controllo. Ricordiamo che la correlazione, o dipendenza, tra due parametri di controllo, P1 e P2, si ha quando il valore assunto da P1 influenza la relazione che intercorre tra la funzione obiettivo e P2.

Si prendano, ad esempio, in considerazione gli effetti del Diametro della sezione di uscita degli ugelli  $D$  e della velocità dell'aria  $V$  sul coefficiente di convezione medio. Calcoliamo, in particolare, quanto è il valore del coefficiente di convezione quando  $V$  è pari a 110 m/s e  $D$  è 4mm e calcoliamo di nuovo lo stesso coefficiente quando  $V$  è pari a 140m/s e  $D$  sempre 4mm. Otterremo 232 e 270 (nel Sistema Internazionale). Facciamo ora la stessa cosa prendendo  $D$  fisso a 8mm e facendo variare nuovamente  $V$  tra 110 e 140. Otterremo 362 e 453. L'effetto della Velocità sul coefficiente di convezione, nel primo caso valutato, è pari a 38 (differenza tra 270 e 232); nel secondo caso è pari a 91. L'effetto del Diametro è invece pari a 130 quando  $V$  è 110 m/s e pari a 184 quando  $V$  è 140m/s. Questo significa che l'effetto che uno dei due parametri di controllo ( $D$  o  $V$ ) ha sul coefficiente di convezione dipende dal valore assunto dall'altro parametro.

Il risultato dei calcoli eseguiti è riassunto nello schema sottostante.

		V=110	V=140	
D	4	232	270	38
D	8	362	453	91
		130	184	

In figura II.3.93 si osserva una rappresentazione grafica della dipendenza tra  $D$  e  $V$ , immediatamente rilevabile dal non parallelismo tra i due segmenti tracciati.

L'equazione di cui si è parlato è stata implementata all'interno di

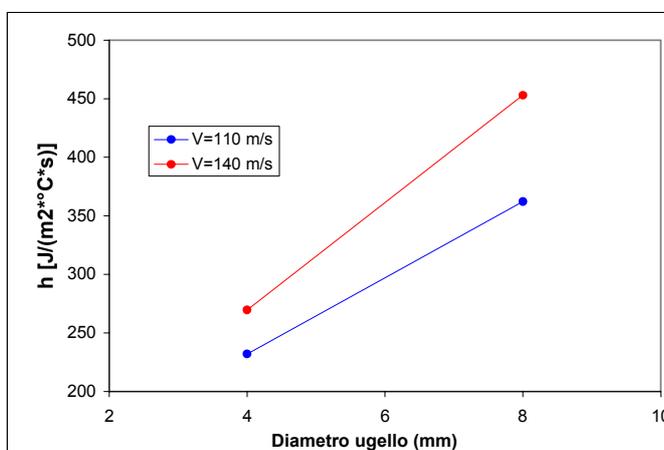


Fig. II.3.93.

un foglio di calcolo Excel, grazie al quale è possibile prevedere il risultato – in termini di coefficiente di convezione medio, picco medio e coefficiente di acutezza – di una simulazione ai volumi finiti con parametri di controllo di valore arbitrario, ma all'interno degli intervalli prestabiliti per ciascuno di esso. Il risultato è visibile nello schema sottostante nel quale è riportato il valore dei tre parametri obiettivo in funzione di valori scelti a piacere per i parametri di controllo.

<b>D</b>	<b>H</b>	<b>S</b>	<b>Sp</b>	<b>V</b>	<b>h</b>	<b>Picco</b>	<b>Acut.</b>
<b>8</b>	<b>50</b>	<b>50</b>	<b>60</b>	<b>120</b>	<b>405</b>	<b>779</b>	<b>1.92</b>

$D$ ,  $H$ ,  $S$  e  $Sp$  sono espressi in mm,  $V$  in m/s e  $h$  e Picco in  $J/(^{\circ}C*m^2*s)$ .

Per l'elaborazione della equazione non si è tenuto conto della lunghezza degli ugelli ( $Sp$ ), essendo risultata irrilevante la sua influenza sui parametri obiettivo.

NOTA: Il modello di previsione non è altro che un sistema di equazioni. Esso fornisce quindi un risultato qualunque sia il valore dei parametri di controllo in ingresso al calcolo. A rigore, però, il risultato fornito si può ritenere valido solo per quei valori dei parametri di controllo che si trovano all'interno degli intervalli rispetto ai quali è stato impostato lo schema DOE (livelli) ed eseguite le simulazioni ai volumi finiti.

Test	h	h R.	e	e%	Picco	Picco R.	e	e%	Acut.	Acut. R.	e	e%
1	262	260	2	0.9	564	535	29	5.2	2.15	2.06	0.09	4.4
2	312	324	12	3.8	617	628	11	1.8	1.98	1.94	0.04	1.9
3	237	243	6	2.5	610	605	5	0.8	2.57	2.49	0.08	3.3
4	211	204	7	3.3	517	499	18	3.4	2.45	2.45	0.00	0.1
5	292	298	6	2.1	533	559	26	4.8	1.83	1.88	0.05	2.7
6	255	253	2	0.8	477	471	6	1.2	1.87	1.86	0.01	0.4
7	195	180	15	7.7	415	420	5	1.2	2.13	2.33	0.21	9.6
8	237	240	3	1.3	527	543	16	3.1	2.22	2.26	0.04	1.8
9	516	500	16	3.1	918	909	9	1.0	1.78	1.82	0.04	2.2
10	430	430	0	0.0	747	763	16	2.2	1.74	1.77	0.04	2.2
11	331	338	7	2.1	678	709	31	4.5	2.05	2.10	0.05	2.4
12	421	422	1	0.2	867	870	3	0.4	2.06	2.06	0.00	0.1
13	369	383	14	3.9	708	716	8	1.2	1.92	1.87	0.05	2.6
14	498	487	11	2.2	890	874	16	1.8	1.79	1.79	0.01	0.4
15	391	391	0	0.0	870	844	26	3.0	2.23	2.16	0.07	3.0
16	328	333	5	1.5	712	705	7	0.9	2.17	2.12	0.05	2.4

Fig. II.3.94.

Nel schema di figura II.3.94. è riportato il confronto tra i risultati del calcolo ed il risultato ottenuto con l'equazione di previsione, relativamente ai valori del coefficiente

di convezione  $h$ , del picco medio e del coefficiente di acutezza del soffiaggio. L'unità di misura è sempre il  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ . "h R.", "Picco R." e "Acut. R." sono i valori di uscita dal calcolo effettuato con il modello di previsione.

Nelle colonne rosse è riportato il valore assoluto dello scostamento tra i due risultati e lo scostamento percentuale.

Nella figura II.3.95. è riportato il valore medio dello scostamento assoluto e dello scostamento percentuale  $e$ , in terza colonna, il valore massimo calcolato dello scostamento percentuale.

	$ e M$	$e\%M$	$e\% \text{ Max}$
<b>h</b>	7	2.2	7.7
<b>Picco</b>	15	2.3	5.2
<b>Acut.</b>	0.05	2.5	9.6

Fig. II.3.95.

Una volta effettuate le sedici simulazioni secondo lo schema DOE, ed aver sviluppato il modello di previsione del calcolo, sono state effettuate due ulteriori simulazioni rappresentative di configurazioni esistenti o realizzabili. In particolare, una prima simulazione - "DOERef" - è stata effettuata prendendo come valori dei parametri di controllo quelli della soffiante di riferimento con le seguenti caratteristiche:

- Il diametro della sezione di uscita degli ugelli ( $D$ ) = 4mm
- La distanza degli ugelli dal vetro ( $H$ ) = 50mm
- La spaziatura tra gli ugelli ( $S$ ) = 30mm
- La sporgenza degli ugelli dalla struttura della soffiante ( $Sp$ ) = 35mm
- La velocità dell'aria in uscita dagli ugelli ( $V$ ) = 140m/s

Si osservi che i valori di  $S$  e di  $Sp$  sono esterni agli intervalli delle simulazioni FEM.

Una seconda simulazione è stata invece effettuata con la seguente configurazione dei parametri di controllo:

- $D = 10\text{mm}$
- $H = 50\text{mm}$
- $S = 50\text{mm}$
- $Sp = 40\text{mm}$
- $V = 140\text{m/s}$

In questo caso è il valore del parametro  $D$  ad essere al di là del limite valido di

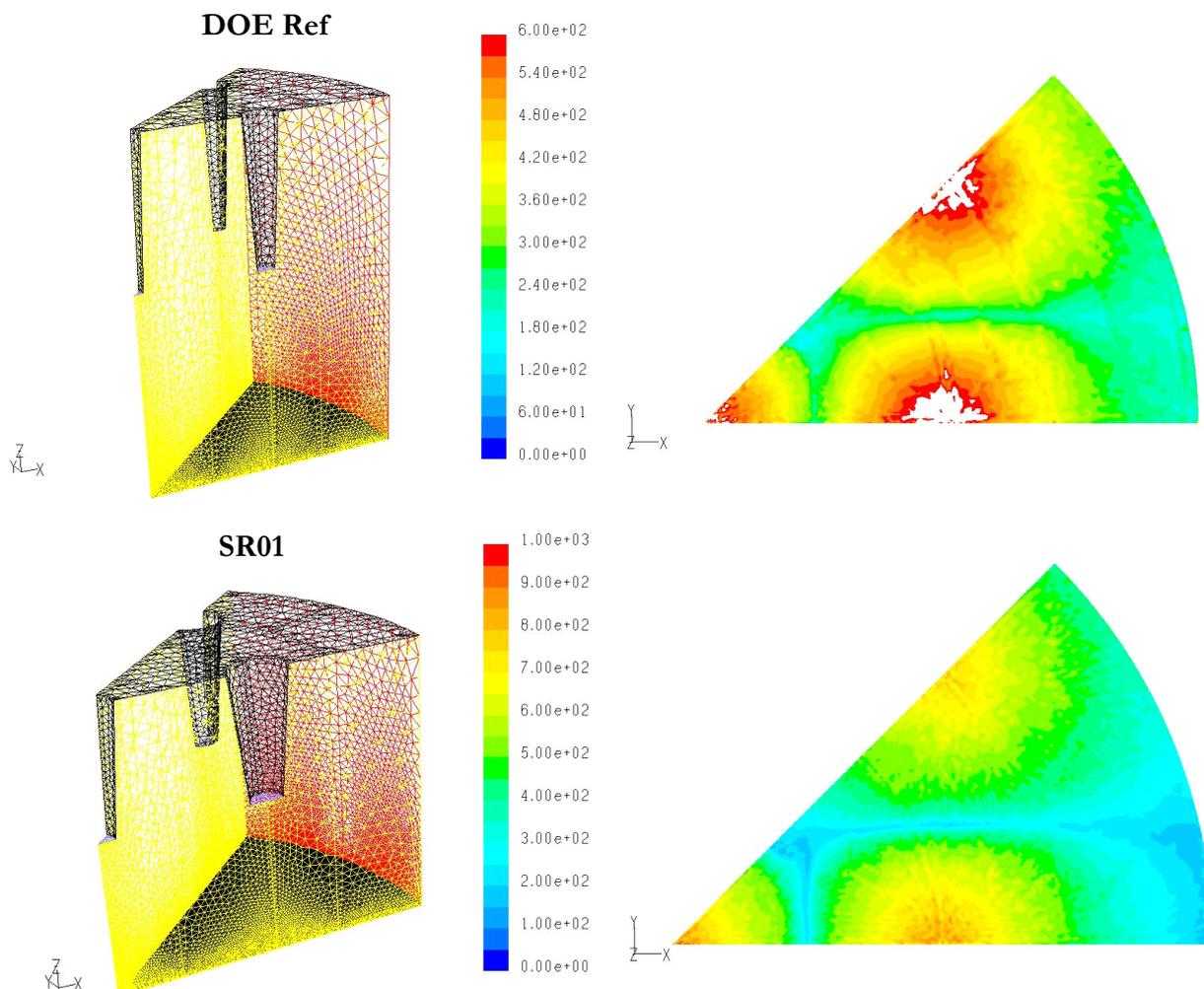
calcolo di 8mm.

I risultati ottenuti nelle due simulazioni sono riportati nello schema di figura II.3.96. I valori in Blu sono quelli calcolati nelle simulazioni, i valori in nero (“Rel.”) sono stati calcolati utilizzando il modello.

	D	H	S	Sp	V	h	Picco	Acut.	
<b>DOERef</b>	4	50	30	35	140	<b>370</b>	<b>667</b>	<b>1.80</b>	
						<b>347</b>	<b>611</b>	<b>1.76</b>	Rel.
						<b>6.2</b>	<b>8.3</b>	<b>2.3</b>	e%
<b>SR01</b>	10	50	50	40	120	<b>458</b>	<b>833</b>	<b>1.82</b>	
						<b>475</b>	<b>903</b>	<b>1.90</b>	Rel.
						<b>3.7</b>	<b>8.4</b>	<b>4.5</b>	e%

Fig. II.3.96.

Nelle figure seguenti è mostrato il modello utilizzato nelle precedenti due simulazioni e il coefficiente di scambio termico per convezione sulla lastra di vetro.





**PARTE III**

**APPLICAZIONI**



### **III.1. SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"**

#### **III.1.1. SCOPO E CONTENUTO DEL DOCUMENTO**

Obiettivo del presente documento è la definizione di una Soffiante Riconfigurabile, intendendo, con questo termine, una soffiante di tempra in cui si abbia la possibilità di variare la distanza tra ugelli e vetro e, quindi, di temprare vetri a grande curvatura, non soltanto cilindrici, ma anche a curvatura sferica.

Nel seguito verrà descritto il progetto, con tutte le considerazioni che hanno portato a determinate scelte costruttive.

Tale descrizione è preceduta da alcuni dati generali, necessari per giustificare le soluzioni adottate.

**III.1.2. DEFINIZIONI**

Si riportano le definizioni di alcuni dei termini principali utilizzati nel presente documento. Per definizioni legate a specifici particolari si rimanda ai successivi capitoli.

**- STRUTTURA**

E' la struttura flangiata preesistente sulla quale deve essere adattata la Soffiante Riconfigurabile oggetto della presente specifica.

Il progetto è scomponibile in tre sottosistemi principali:

- 1) Piastra soffiante
- 2) Sistema Ugello
- 3) Sistema di frenatura

La Piastra Soffiante comprende poi, al suo interno:

- 1.A) Piastra soffiante principale
- 1.B) Piastre di copertura

**- PIASTRA SOFFIANTE PRINCIPALE**

Realizza la funzione di sostegno strutturale per il SISTEMA UGELLO garantendo stabilità e rigidità.

**- PIASTRE DI COPERTURA**

Realizzano la funzione di chiusura di quelle parti della STRUTTURA che non vengono chiuse dalla PIASTRA SOFFIANTE PRINCIPALE.

**- SISTEMA UGELLO**

Realizza la doppia funzione di canalizzazione dell'aria di soffiaggio e di distanziare il punto di uscita dell'aria dalla superficie insufflata.

**- SISTEMA DI FRENATURA**

Realizza la funzione di frenatura di sicurezza dei sistemi ugello.

### III.1.3. NORMATIVE E DOCUMENTAZIONE DI RIFERIMENTO

#### III.1.3.1. Normative di riferimento

L'impianto, oggetto della presente specifica, dovrà essere eseguito nel rispetto delle normative vigenti in Italia. In particolare dovrà essere rispettata la normativa italiana sulla sicurezza e la prevenzione degli infortuni sul lavoro e qualsiasi regolamento emesso dalle autorità competenti (VVF, USSL, ISPESL ed ogni altro organo preposto alla verifica di impianti).

Sono richieste la dichiarazione di conformità del blocco alla Direttiva "Macchine" e la marcatura CE.

#### III.1.3.2. Documentazione di riferimento

- Allegati grafici eseguiti con programma CAD:

Soffiante01\_00.dwg: "Complessivo Soffiante". **Allegato1**

Soffiante01\_01.dwg: "Piastra Soffiante"-Lavorazione piastra principale. **Allegato2**

Soffiante01\_02.dwg: " - Fori per guide ugelli. **Allegato3**

Soffiante01\_03.dwg: " - Rinforzi perimetrali. **Allegato4**

Soffiante01\_04.dwg: " - Rinforzi diagonali. **Allegato5**

Soffiante01\_05.dwg: "Piastra di copertura DESTRA e SINISTRA". **Allegato6**

Soffiante01\_06.dwg: "Guida Ugello" – Lavorazione e montaggio. **Allegato7**

Soffiante01\_07.dwg: "Tubo e terminale ugello". **Allegato8**

Soffiante01\_08.dwg: "Piastra per aggancio freni". **Allegato9**

- Allegati generati con Excel

- ListaParti.xls: Elenco parti per costruzione ed acquisto. **Allegato10**

NOTA: Nel capitolo "ALLEGATI", tutti i file di progetto sono riportati con l'estensione relativa all'ultima revisione valida.

Per particolari riguardo la struttura esistente riferirsi ai seguenti disegni CAD proprietà di Techint S.p.a.:

**20823TH004MD910**: "Soffiante superiore – Attrezzatura – Assieme generale"

---

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

**20823TH004MD105:** "Soffiante superiore – Attrezzatura – Profilo UPN di fissaggio lamiera superiori"

**20823TH004MD106:** "Soffiante superiore – Attrezzatura – Spruzzatore aria"

**20823TH004MD107:** "Soffiante superiore – Attrezzatura – Carrello porta soffiera"

**III.1.4. DESCRIZIONE GENERALE**

Come già accennato al paragrafo III.1.1., l'obiettivo del presente documento è la definizione di una Soffiante Riconfigurabile.

L'esigenza di base è costituita dal desiderio di avere una soffiante in cui sia possibile movimentare i singoli ugelli indipendentemente l'uno dall'altro ed avere la possibilità, quindi, di temprare vetri con curvatura non semplicemente cilindrica. In prima istanza l'interesse è rivolto a vetri per uso architettonico – abitativo (box doccia) per i quali si potrebbe volere una curvatura cilindrica molto accentuata agli estremi, se non addirittura sferica.

Potendo regolare l'altezza di ogni singolo ugello a piacimento, sarebbe inoltre possibile pensare di utilizzare la soffiante per la tempra di vetri con curvatura qualsiasi (nei limiti dell'escursione stabilita per gli ugelli).

La soffiante progettata è concepita come **PROTOTIPO BASE**. La sua funzione sarà quella di testare l'efficacia del sistema riconfigurabile su vetri di dimensioni contenute, per poter valutare l'opportunità o meno di prevedere lo stesso sistema per vetri di dimensioni maggiori. Con questo proposito, la linea guida che si è tenuta, nel progetto, è stata l'ipotizzare una futura evoluzione del primo prototipo costruito. La soffiante è stata infatti concepita per poter essere riutilizzata nel caso in cui si voglia testarne il funzionamento su vetri di dimensioni maggiori, una volta verificatane l'efficacia del funzionamento su vetri più piccoli.

### III.1.5. DATI DI PROGETTO

#### III.1.5.1. Caratteristiche dei vetri da processare

La configurazione proposta permette di testare l'efficacia della soffiante su vetri aventi le seguenti caratteristiche:

- Dimensioni massime: 1100mm x 1100mm
- Freccia massima: 250mm
- Spessore: 3mm ÷ 5mm

Un valore della freccia massima al di sotto del valore di 250mm non rende economicamente appetibile affrontare il progetto della soffiante riconfigurabile.

#### III.1.5.2. Caratteristiche dei prodotti finiti

Tipo	Mix di produzione
- Vetro docce	- Pareti piane - Pareti curve - Pareti sferiche
- Vetro per arredamento	- Pareti piane - Pareti curve - Pareti sferiche

#### III.1.5.3. Parametri al contorno strutturali

##### Ingombri struttura soffiante esistente

Il limite principale al progetto è costituito dall'esistenza di una soffiante (Forghieri), la cui Struttura si vuole utilizzare per testare un futuro prototipo della soffiante riconfigurabile. Il progetto deve quindi tenere conto degli ingombri della soffiante esistente le cui dimensioni, esterno flangia, sono:

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

- Larghezza x Altezza (in pianta): 2600mm x 1900mm

Spaziatura ugelli e diametro sezione uscita ugelli

Sono stati fissati al valore di:

- Spaziatura tra ugelli (S) = 50mm

- Diametro sezione di uscita degli ugelli (D) 8mm.

Tali valori, associati ad una velocità dell'aria compresa tra 100 e 140m/s, sono risultati essere il miglior compromesso tra coefficiente di convezione ottenibile ed economicità del soffiaggio in termini di portata e prevalenza della girante.

**III.1.5.4. Parametri al contorno di processo**

La pressione massima di esercizio della soffiante è stata supposta pari a:

- Pressione MAX. = 1600mm H<sub>2</sub>O.

**III.1.5.5. Parametri al contorno economici**

A soluzioni raffinate ma costose si dovranno preferire alternative più "rozze" ma economicamente più valide. Vista la novità del progetto infatti, il PROTOTIPO BASE servirà sostanzialmente a verificare l'efficacia del sistema riconfigurabile. Soluzioni meccanicamente più fini potranno essere concepite una volta dimostrato che la soffiante funzioni come previsto.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

**III.1.6. DESCRIZIONE DELLE SCELTE DI PROGETTO**

L'analisi delle funzioni espletate dalle parti componenti il progetto è riportata nella seguente tabella:

FUNZIONE	SOLUZIONI
1. Chiusura plenum	Piastra principale soffiante e piastre di copertura
2. Supporto per ugelli	Piastra principale e Guide
3. Garantire portata aria	Tubi con diametro interno maggiore di 15mm
4. Guidare gli ugelli	Tubi e guide
5. Bloccare gli ugelli	1. Guarnizioni OR 2. Freni ad attrito (cavo)
5.1. Interferenza con freni	Tubo - Cavo
5.3. Attuazione freni	Cavo, Molla e Tirante a cerniera

Il progetto della Soffiante Riconfigurabile è rappresentato nel disegno:

- Soffiante01\_00: "Complessivo soffiante"

nel quale NON è visibile il Sottosistema Frenatura per facilitare la lettura del disegno stesso. Come già accennato al paragrafo 1 il progetto risulta scomponibile in tre sottosistemi principali:

- 1) Piastra soffiante
  - 1.A) Piastra soffiante principale
  - 1.B) Piastre di copertura
- 2) Sistema Ugello

### 3) Sistema di frenatura

Considerazioni di carattere economico – non si vuole modificare la struttura della soffiante esistente – e di carattere fluidodinamico – la velocità dell'aria in uscita dagli ugelli (nel caso di soffiante posizionata non centralmente sulla struttura esistente) calcolata con codice ai volumi finiti, mostra differenze non trascurabili tra ugelli centrali e periferici – hanno portato alla decisione di progettare una soffiante che utilizzi il settore centrale della struttura esistente, apportandovi il minimo numero di modifiche strutturali, con una zona di soffiaggio che, come già è stato visto, deve essere di circa 1100mm x 1100m.

#### **III.1.6.1. Piastra soffiante principale**

E' la piastra da 5mm rinforzata con lamiere perimetrali e diagonali che funge da supporto rigido per i Sottosistemi Ugelli. Per questo scopo viene forata con 544 fori del diametro di 27,2mm. Come si vedrà nel seguito, la resistenza e la deformazione della struttura è stata verificata con codice FEM.

Riferimento **1** da "Complessivo Soffiante": Soffiante01\_00.

Comprende i seguenti disegni:

- Soffiante01\_01: "Lavorazione piastra principale"
- Soffiante01\_02: "Fori per guide ugelli"
- Soffiante01\_03: "Rinforzi perimetrali"
- Soffiante01\_04: "Rinforzi diagonali"

Materiale: Fe360 sia per la piastra che per i rinforzi

Per semplicità esecutiva i quattro disegni riportano le quote relative alle lavorazioni "a seguire" da effettuare sulla lastra.

Soffiante01\_01:

- Taglio della lamiera da 5mm di spessore.
- Foratura della lamiera con 46 fori passanti di diametro 9mm per fissaggio sulla flangia della soffiante.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Soffiante01\_02:

- Foratura della lamiera con 544 fori passanti di diametro 27,2mm per fissaggio guide ugelli

Il passo tra ugelli si è detto essere di 50mm. Nella soffiante questa distanza è quella tra ugelli contigui lungo una direttrice a 45 gradi. Ciò significa che la distanza tra ugelli lungo una direzione longitudinale o trasversale della soffiante è di 70,71mm e la distanza tra file di ugelli lungo una direzione longitudinale o trasversale è di 35,355mm.

Soffiante01\_03:

- Foratura dei due rinforzi perimetrali corti (A e B) con 17 fori passanti di diametro 6mm per passaggio cavi freni.
- Fissaggio dei rinforzi perimetrali alla piastra mediante saldatura continua.

ATTENZIONE:

Sul disegno è in vista la foratura del rinforzo A. La foratura del rinforzo B è simmetrica di quella di A rispetto all'asse trasversale della soffiante (X nel disegno).

La distanza tra la circonferenza dei fori per le guide ugelli, che si trovano in prossimità del rinforzo principale longitudinale ed il rinforzo stesso è di 7mm come riportato nel disegno. Per una corretta applicazione delle guide ugelli è necessario che la larghezza del cordone di saldatura del rinforzo principale non superi i 4mm in modo da avere almeno 3mm a disposizione per la battuta della guida.

La saldatura di collegamento tra due rinforzi perimetrali dovrà essere eseguita con particolare cura. Dovrà avere profilo concavo, essere spessa almeno 5mm e priva di spigoli vivi.

Soffiante01\_04:

- Fissaggio dei rinforzi diagonali alla piastra mediante saldatura continua

ATTENZIONE:

Nel fissaggio a 45 gradi (o 135 gradi, vedi disegno) dei rinforzi diagonali ci si deve assicurare che le lamiere di rinforzo siano equidistanti dai fori per le guide (vedi particolare ingrandito sul disegno).

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Tutte le saldature, ma in particolare quelle in corrispondenza dell'incrocio tra due diagonali, devono essere eseguite con la massima cura, evitando di formare spigoli vivi. La saldatura dovrà inoltre essere a profilo concavo, e spessa almeno 5mm.

### **III.1.6.2. Piastre di copertura**

Sono costituite da lamiere di 5mm di spessore e servono ad occludere le parti di Struttura che restano scoperte, ovvero non utilizzate dalla Piastra Principale.

Riferimento **2 e 3** da "Complessivo Soffiante": Soffiante01\_00.

Comprende i seguenti disegni:

- Soffiante01\_05: "Piastra di copertura DESTRA e SINISTRA"

Materiale: Fe360

Soffiante01\_05

Taglio di due lamiere da 5mm di spessore.

Foratura delle lamiere con 38 fori passanti di diametro 9mm per fissaggio su struttura.

NOTA: Le due lamiere NON sono simmetriche.

### **III.1.6.3. Sistema Ugello**

Comprende:

- 1) Guida Ugello
- 2) Tubo ugello e terminale

Il sistema è costituito da una guida, realizzata in ottone, che viene fissata alla piastra soffiante mediante rosetta elastica e dado esagonale, sostituibile, questo ultimo, da una ghiera filettata. La tenuta esterna all'aria (superficie esterna della guida – foro della piastra) è realizzata mediante anello di tenuta O-Ring.

La guida costituisce un supporto, solidale alla piastra, entro il quale è possibile fare scorrere un tubo in inox, al cui terminale inferiore viene montato un ugello in silicone.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Sia la funzione di frenatura del tubo che quella di tenuta all'aria viene espletata da due O-Ring inseriti in due cave ricavate all'interno della guida di ottone.

#### Guida Ugello

Riferimento **4** da "Complessivo Soffiante": Soffiante01\_00.

Comprende i seguenti disegni:

Soffiante01\_06: "Guida ugello: Lavorazione e montaggio", Foglio 1 e 2

Materiale: Ottone

#### Soffiante01\_06 Foglio1/2

Riporta il disegno in proiezione ed in sezione della guida, con le relative quote e le tolleranze di lavorazione. Il rispetto di queste ultime risulta di notevole importanza ai fini della buona tenuta all'aria e di una efficace frenatura del tubo all'interno della guida.

#### Soffiante01\_06 Foglio2/2

E' rappresentata la semi-vista semi-sezione del montaggio completo di una guida all'interno del rispettivo foro sulla piastra. E' visibile un settore di piastra; la guida; il sistema di fissaggio e tenuta esterna, costituito da OR Normatec – Kalrez 4079 – 3 x 27, rosetta elastica a dentatura sovrapposta UNI 8842-A27 e dado a testa esagonale M27x2 a profilo basso (il dado è alto 12mm) UNI 5589; ed il sistema di tenuta interna e frenatura del tubo, costituito dai due OR Hitec – Kalrez 4079 – 2,5 x 17 interni alla guida.

Il dado a testa esagonale potrà essere sostituito da una ghiera filettata con innesto frontale avente diametro esterno preferibilmente inferiore a 44mm.

#### Tubo Ugello e Terminale

Riferimento **5** e **6** da "Complessivo Soffiante": Soffiante01\_00.

Comprende i seguenti disegni:

Soffiante01\_07: "Tubo ugello e terminale"

Materiale Tubo: Acciaio inox

Materiale Terminale: silicone

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

#### Soffiante01\_07

E' rappresentato:

- Il terminale ugello con le relative quote di costruzione
- La vista del complessivo Tubo – Terminale
- Il particolare in semivista – semisezione del collegamento tra tubo e terminale.

Il tubo è di tipo commerciale, in acciaio inox rettificato esternamente, lungo 350mm e di spessore 0,7mm.

Il terminale non si trova invece in commercio e deve essere prodotto a misura.

Per rendere possibile l'aggancio del terminale ugello è necessario che un estremo del tubo venga cianfrinato in modo da ottenere la piega visibile nel particolare del disegno.

#### **III.1.6.4. Sistema di frenatura**

E' costituito da una piastra piegata ad L da 4mm di spessore, applicata sul lato della soffiante indicato in Soffiante01\_00, e da un meccanismo di frenatura costituito da cavo in acciaio, molla di trazione e tirante a cerniera. Il meccanismo si blocca su intagli ricavati nella piastra ad L ed è possibile sbloccarlo con rapidità.

Riferimento 7 da "Complessivo Soffiante": Soffiante01\_00.

Comprende i seguenti disegni:

Soffiante01\_08: "Piastra per aggancio freni" Fogli 1 e 2.

Materiale Piastra: Fe360

#### Soffiante01\_08 Foglio 1 e 2

E' riportata la vista in proiezione della piastra e (Foglio 2) il particolare del montaggio del meccanismo freno, costituito da una molla serie pesante UNI 8526, un tirante a cerniera M8x65 UNI6057 e un cavo in acciaio.

Come verrà spiegato meglio nei paragrafi relativi alle scelte progettuali e al montaggio, dovranno essere utilizzate 16 molle con le seguenti caratteristiche:

Diametro del filo (d) = 1,25mm

Diametro della molla (De) 17,25

Lunghezza a riposo (L0) = 37,6mm

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Forza massima applicabile ( $F_n$ ) = 49N

Allungamento sotto  $F_n$  ( $f_n$ ) = 40,8mm

Numero di avvolgimenti ( $i$ ) = 5,5

ed una unica molla avente le seguenti caratteristiche:

Diametro del filo ( $d$ ) = 1,6mm

Diametro della molla ( $D_e$ ) = 11,6

Lunghezza a riposo ( $L_0$ ) = 48mm

Forza massima applicabile ( $F_n$ ) = 153N

Allungamento sotto  $F_n$  ( $f_n$ ) = 38,1mm

Numero di avvolgimenti ( $i$ ) = 18,5

La seconda molla verrà montata sul cavo agente sull'ultima fila di ugelli a partire dal rinforzo principale longitudinale (fig. III.1.8.). Questa fila necessita, infatti, un carico di tiro sul cavo maggiore, a parità di sollecitazione desiderata sui tubi ugelli.

Il sistema è stato pensato in modo tale che, per tutte le 17 coppie di file ugelli frenate, un allungamento delle molle di 10mm – ovvero, un avvitemento di 10 mm del dado – causa una forza pari circa a 20N sui tubi ugelli.

### III.1.7. CONSIDERAZIONI PROGETTUALI

#### III.1.7.1. Piastra soffiante principale

Come si osserva dal disegno Soffiante01\_00 "Complessivo soffiante", il settore totale utilizzabile misura 2600mm x 1900mm esterno flangia. Ciò significa che la nostra struttura, per essere duplicabile, e quindi riutilizzabile, dovrà essere 1300mm x 1900mm esterno flangia.

L'idea infatti, come già accennato, è quella di avere la possibilità, in futuro, di affiancare il prototipo con una seconda piastra soffiante gemella, per avere la possibilità di testare il funzionamento della soffiante riconfigurabile su vetri di dimensioni maggiori.

La prima conseguenza di ciò è risultato nel concepire una struttura che potesse stare "in piedi da sola", ovvero senza l'ausilio dell'UPN centrale da 65mm di larghezza tutt'ora in uso. Data la larghezza dell'UPN, infatti, gli ugelli presenti sulle due piastre affiancate, in corrispondenza della discontinuità rappresentata dall'UPN, si verrebbero a trovare ad una distanza di valore stimabile intorno ai 120mm (dipendente dal diametro dei condotti utilizzati) che non è accettabile. D'altra parte, anche l'utilizzo di UPN più stretti (50mm) non avrebbe migliorato di molto la situazione.

L'idea è stata quindi quella di andare ad irrigidire l'intera piastra con un reticolo di rinforzi perimetrali a cui si vanno ad ancorare una serie di rinforzi diagonali disposti a 45 gradi (comunque necessari per sopportare il carico dato dalla pressione dell'aria). Il rinforzo perimetrale definito "Longitudinale Principale" (vedi Soffiante01\_03) è quello che sostituisce funzionalmente l'UPN nel caso in cui si decida di affiancare due piastre gemelle nella tempra di vetri più grandi.

La configurazione finale è stata scelta dopo una serie di calcoli eseguiti con codice FEM per valutare deformazioni e sollecitazioni della piastra sotto carico. Il modello utilizzato nel calcolo FEM rappresenta la piastra completa di fori nel caso di un utilizzo successivo con vetri più grandi.

Se, infatti, la configurazione attuale – quella disegnata per una prima fase di prove con vetri piccoli – prevede 544 fori per gli ugelli, disposti nella parte centrale della

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

piastra, per un utilizzo con vetri più grandi si dovranno aggiungere un massimo di 228 fori ai lati della piastra stessa. Il numero totale di ugelli sarà quindi pari a 772.

Il carico cui è sottoposta la piastra è scomponibile nelle seguenti 3 componenti:

- 1) Peso piastra e attrezzatura (Sottosistema Ugello)
- 2) Carico di pressione sulla piastra
- 3) Carico dinamico dell'aria sugli ugelli

#### 1.

Il peso della piastra più quello dei rinforzi, è stato valutato in circa **1500N**: 1000N la piastra, 500N i rinforzi che, al momento del calcolo, consistevano in 17m di lamiera di acciaio Fe360 di 6mm di spessore e 50mm di altezza.

Il peso dell'attrezzatura è stato valutato in circa 0,45kg ad ugello comprensivo di tubo, guarnizioni e sistema di bloccaggio che, al momento del calcolo, non contemplava l'utilizzo di un dado M27 ma quello di un anello seeger. Il carico, pari a **3500N** circa, risulta quindi sottostimato di un valore che si può valutare intorno ai 1000N.

In una fase avanzata del progetto, infatti, il calcolo del peso relativo a soffiante completa di 772 ugelli ha dato un valore di 420kg ovvero circa 4200N. 3500N corrispondono al peso della piastra soffiante nella configurazione di PROTOTIPO BASE con 544 ugelli.

#### 2.

Ipotizzando la non presenza di fori, l'area totale della piastra soggetta alla pressione dell'aria è di circa 2,23m<sup>2</sup>. Ipotizzando ora la presenza di fori e l'utilizzo di tubi con diametro interno pari a 16mm, la pressione statica dell'aria agirà su di un'area inferiore e pari a 2,07m<sup>2</sup>. Essendo il calcolo FEM di natura statica e non tenendo in considerazione, quindi, sollecitazioni vibrazionali di fatica, ci si è tenuti in sicurezza con il carico di pressione considerato e pari a 1800kg/m<sup>2</sup> (1800mm H<sub>2</sub>O) = circa 18000N/m<sup>2</sup>.

Moltiplicando la pressione per l'area calcolata si ottiene il carico dovuto alla pressione statica dell'aria: **37300N**.

Osservazione: Il carico massimo di pressione a regime cui sarà soggetta la soffiante,

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

nel suo ciclo di vita sarà, con elevata probabilità, mai superiore a 1400, 1500mm H<sub>2</sub>O, che equivalgono a circa 14000, 15000N/m<sup>2</sup>. Questo, per ottenere la velocità massima dell'aria di 130 – 140m/s, necessari per ottenere la tempra di vetri di piccolo spessore con obiettivi qualitativi molto elevati. Il carico di calcolo, pari a 1600mm di H<sub>2</sub>O, normalmente utilizzato per il progetto di soffianti di queste dimensioni, potrebbe essere appropriato se non si tenesse conto dell'indeterminazione dato dai carichi variabili e dai picchi di carico cui risulta soggetta la soffiante, tenuto conto soprattutto della maggiore rigidità richiesta dalla soffiante riconfigurabile. Essa, infatti, è costituita da parti mobili, la cui funzionalità può essere messa in crisi da una deformazione troppo accentuata dell'intera struttura.

### 3.

Il carico dinamico per ugello risulta pari a circa 2N. Considerando la piastra funzionante con piastra gemella e con ugelli supplementari, quindi, su tutta la sua superficie (772 in tutto), avremmo un carico di **1600N** circa.

Sommando i vari carichi determinati si ottiene un valore totale di circa **44000N**, ovvero circa 4400kg, valore che è stato utilizzato per il calcolo agli elementi finiti.

Dopo una serie di calcoli, eseguiti con diversa spaziatura dei rinforzi diagonali e diversi spessori e dimensioni di questi e del rinforzo principale, si è arrivati a stabilire una configurazione accettabile che prevede:

- Rinforzi diagonali spazati tra di loro di 350mm, di spessore 6mm e altezza 50mm.
- Rinforzi perimetrali di 6mm di spessore e altezza 50mm.
- Un rinforzo principale longitudinale spesso 8mm e alto 80mm che sostituisce le funzioni dell'UPN.

In figura III.1.1. è rappresentato il modello utilizzato per il calcolo. E' visibile la piastra forata, il reticolo di rinforzo ed il rinforzo principale longitudinale.

In figura III.1.2. è rappresentata la deformata subita dalla piastra sotto il carico applicato. La deformata massima è pari a circa 5mm.

In figura III.1.3. si osserva lo stato tensionale secondo Von Mises in corrispondenza del rinforzo principale longitudinale. In figura III.1.4. si osserva lo stato tensionale sulla

struttura di rinforzo diagonale. La massima tensione si registra sulla lamiera diagonale indicata in figura, di cui è riportato il particolare in figura III.1.5.

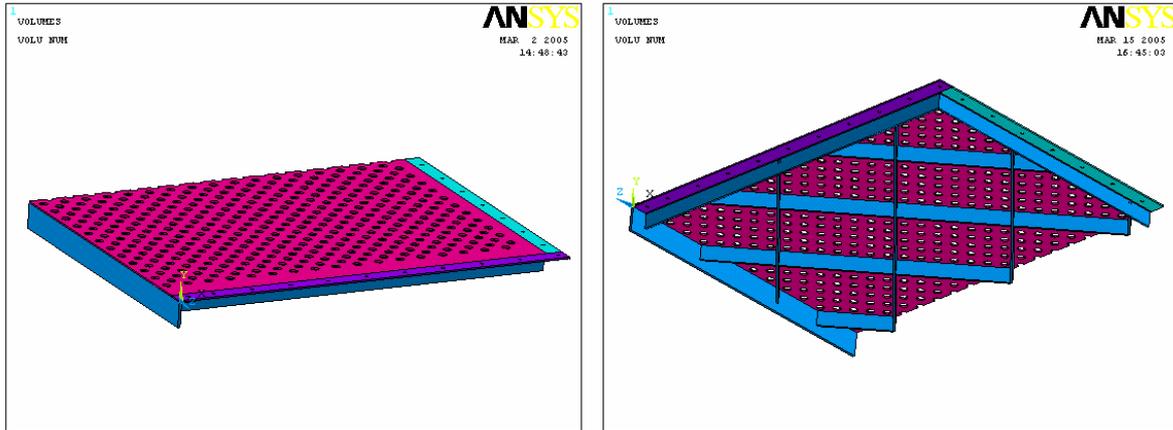


Fig. III.1.1.

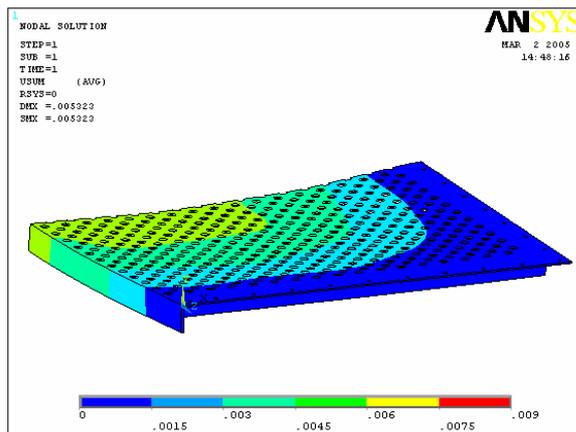


Fig. III.1.2.

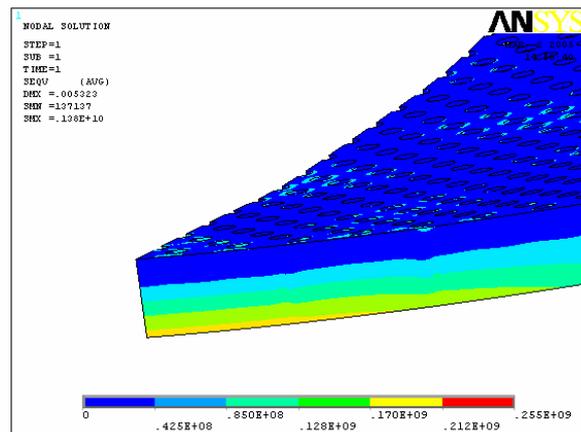


Fig. III.1.3.

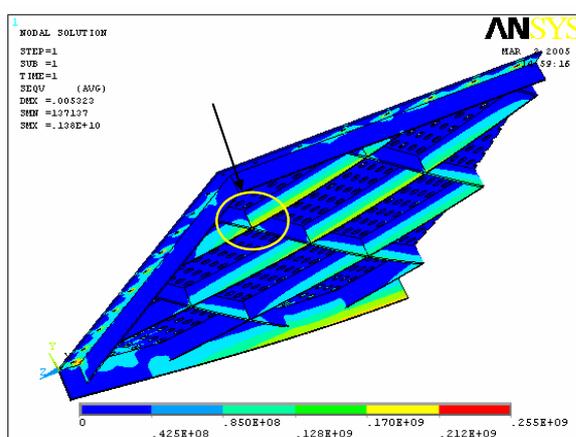


Fig. III.1.4.

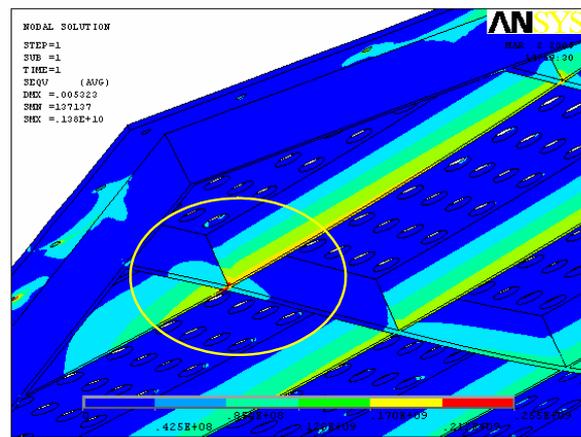


Fig. III.1.5.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Il Fe360 ha un limite di snervamento pari a 255N/mm<sup>2</sup> ed un limite di rottura di 360N/mm<sup>2</sup>. Il valore massimo della scala delle tensioni è stato posto pari alla tensione di snervamento (255N/mm<sup>2</sup>).

In figura III.1.5. si osserva che, in corrispondenza dell'incrocio delle diagonali, la tensione raggiunge il limite di snervamento. Questo è l'unico punto, insieme alle aree intorno ai fori di fissaggio sulla lamiera, dove la tensione raggiunge tale limite.

Se, nel caso dei fori, il valore elevato della tensione calcolata è, con molta probabilità, dovuto ai vincoli imposti nel calcolo FEM, nel caso della diagonale può essere dovuto alla mesh non adeguatamente fitta in quel punto. Resta comunque il fatto che, in quel punto, si ha una elevata concentrazione di sforzi il cui massimo valore può aggirarsi nell'intorno del limite di snervamento. Dati però:

- Il notevole carico di pressione considerato in sede di simulazione (1800 mm H<sub>2</sub>O), relativamente alla pressione massima operativa dell'aria (1600mm H<sub>2</sub>O).
- Gli accorgimenti indicati in sede di saldatura dei rinforzi diagonali, che privano la struttura di spigoli vivi (presenti invece nel modello),

il dimensionamento viene accettato come valido.

### III.1.7.2. Resistenza delle viti di collegamento Piastra-Flangia

Per viti avvitate non sotto carico e sottoposte poi a carico P si ha che:

$$S_n = \frac{P}{\sigma_{amm}}$$

con S<sub>n</sub> sezione del nocciolo della vite, P carico sulla vite e σ<sub>amm</sub> la sollecitazione ammissibile per il materiale della vite stessa.

Il Sigma ammissibile è 0,6 volte il sigma a snervamento.

La classe di resistenza delle viti è 8,8 ciò significa 800N/mm<sup>2</sup> carico di rottura e 640N/mm<sup>2</sup> il carico di snervamento. Il sigma ammissibile è quindi pari a 380N/mm<sup>2</sup>. Ipotizzando il caso in cui la piastra venga fissata lateralmente alla struttura senza l'ausilio dell'UPN, il numero di viti totali sarà pari a 34.

Il carico totale ipotizzato sulla piastra è di 44000N e quindi il carico per vite sarà di circa 1300N.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Il valore di  $S_n$  sarà quindi pari a  $1300/380 = 3,42\text{mm}^2$ .

Il valore di  $S_n$  deve essere, anche di poco, inferiore a quello della sezione del nocciolo delle viti che, nel caso delle M8 è pari a  $32.84\text{mm}^2$ . 34 viti M8 risultano quindi di gran lunga sufficienti anche considerando il caso di carico non statico.

Visti i minori carichi cui sono soggette le due piastre di copertura ed il numero di viti che le collegano alla Struttura flangiata, la verifica fatta vale anche per esse.

### III.1.7.3. Piastre di copertura

Per le piastre di copertura è bastato prevedere due lamiere da 5mm di spessore senza alcun rinforzo addizionale.

Le due piastre sono infatti collegate sui quattro lati con 38 viti M8 e la sollecitazione di pressione cui sono soggette non impensierisce la struttura né dal punto di vista del massimo stress ammissibile né da quello della massima deformazione accettabile.

Una formula utilizzata per il calcolo di piastre rettangolari incastrate:

$$s = \frac{b}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{k_f \cdot \left(1 + \frac{b}{a}\right)^2}}$$

ove:

s: spessore della piastra [mm]

a, b: dimensioni della piastra [mm]

P: carico di pressione sulla piastra [N/mm<sup>2</sup>]

k<sub>f</sub>: carico ammissibile a flessione [N/mm<sup>2</sup>]

ha dato come risultato uno spessore di piastra minimo di circa 2.8mm, considerando una piastra incastrata di dimensioni 611mm x 1900mm; una carico di 0,018N/mm<sup>2</sup> ed un carico ammissibile a flessione di 130N/mm<sup>2</sup>.

A questo valore si deve poi aggiungere, per maggior sicurezza, un valore compreso tra 1 e 3mm per ferro e acciaio (Vademecum per disegnatori e tecnici).

Una calcolo eseguito con codice FEM ha dato una tensione massima di Von Mises di circa 135N/mm<sup>2</sup> ed una deformazione massima di circa 3mm con piastra di 5mm.

L'aggiunta dello spessore di sicurezza tra 1 e 3mm, riportato nel Vademecum, serve

appunto a tenere conto del fatto che la formula matematica sopra riportata non tiene conto della sollecitazione composta ( $k_f$  è la sollecitazione a flessione), presa invece in considerazione dal codice FEM.

#### III.1.7.4. Sistema Ugello

##### Guida Ugello

Tenuto conto del fatto che ci si è posti un limite per la dimensione del diametro interno del tubo, pari a 15mm, le dimensioni esterne della guida discendono da valutazioni su:

- La dimensione massima a disposizione per il serraggio delle guide.
- La dimensione massima a disposizione per la battuta delle guide.
- L'ingombro della saldatura del rinforzo principale longitudinale, laddove si vuole tenere gli ugelli il più vicino possibile al rinforzo stesso
- I materiali standardizzati a disposizione per il serraggio (dadi) e per la tenuta (OR) e le loro dimensioni unificate.

La parte principale del progetto delle guide riguarda il dimensionamento degli OR e delle cave sulla guida, adibiti alla tenuta all'aria ed alla frenatura del tubo. Se, infatti, esistono norme di riferimento per il dimensionamento degli OR nel caso di utilizzo "normale", ovvero per tenuta all'aria, lo stesso non si può dire nel caso di un loro utilizzo come organi frenanti. E' stato quindi necessario andare a valutare, seppur in via approssimativa, un ordine di grandezza per la forza di contatto che si stabilisce tra tubo e OR in dipendenza dello schiacciamento dell'OR all'interno della sua sede.

Si è pensato di approssimare il caso in esame con quello di un cilindro schiacciato su di una superficie piana. L' evidente approssimazione sta nel fatto di considerare l'OR cilindrico ad asse rettilineo, come se lo si fosse tagliato ed adagiato su di una superficie piana.

Per un caso di questo tipo esistono infatti formule che permettono di correlare lo schiacciamento subito dal cilindro posto tra due superfici piane – il tubo e la cava nel nostro caso – e la forza necessaria ad imporre tale schiacciamento.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Si ha:

$$\Delta D = \frac{4F \cdot (1 - \nu^2)}{\pi L E} \left( \frac{1}{3} + \log \frac{2D}{b} \right)$$

Ove:

$\Delta D$  è la variazione del diametro D del cilindro (OR)

F è la forza agente

$\nu$  è il coefficiente di Poisson dell'OR

L è la lunghezza del contatto

E è il modulo di Young del materiale di cui è fatto l'OR

2b è un lato dell'area di contatto dove L è l'altro lato

b è espresso dalla seguente formula:

$$b = 0.8 \cdot \sqrt{\frac{F}{L} \cdot C_C \cdot C_E}$$

Dove, in questo caso particolare:

$C_C$  è uguale a D, diametro dell'OR

$C_E$  è pari a:

$$C_E = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

Come materiale per gli OR (anche per la tenuta esterna da 27mm) è stato scelto il Kalrez 4079. Questo materiale sposa infatti una buona resistenza meccanica ad una notevole resistenza termica ( $-20^\circ\text{C} \div 316^\circ\text{C}$ ) e ad una straordinaria resistenza all'invecchiamento. Per esso, inoltre, risultano noti i dati relativi alla resistenza meccanica e, ancor più importante per i nostri scopi, il dato relativo al coefficiente di attrito statico al contatto con l'acciaio. In particolare:

$$E = 7,2 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,35$$

$$f_{st} = 0,25 \div 0,60 \text{ a seconda della mescola}$$

Per la mescola utilizzata per gli OR (4079), avente una durezza di valore intermedio rispetto agli estremi si può ipotizzare, restando conservativi, un valore del coefficiente di attrito statico pari a circa 0,35.

A parte l'approssimazione intrinseca nelle formule utilizzate, altre componenti di indeterminazione del calcolo derivano da:

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

- Il coefficiente di attrito statico tra OR e tubo, che si è supposto pari a 0,35 nel caso di superfici pulite, cala drasticamente nel caso di contaminazione con sostanze lubrificanti.
- I tubi commerciali in inox vengono prodotti con tolleranze sul diametro di  $\pm 0,1\text{mm}$ .

Di questo si è dovuto tenere conto in sede di progettazione delle tolleranze delle cave della guida.

Ciò che si è fatto è stato riportare le formule sopra descritte in una tabella Excel. Questo è risultato utile per valutare immediatamente, non solo il cambiamento subito dai vari parametri nel momento in cui, ad esempio, è risultato necessario ipotizzare un diverso valore per il diametro interno della guida piuttosto che per il diametro dell'OR; ma anche per valutare la sensibilità del meccanismo al variare di parametri indeterminati (vedi, appunto, attrito; tolleranza di lavorazione del tubo; scostamenti delle dimensioni di lavorazione della guida dalla dimensione nominale, all'interno delle tolleranze imposte).

Per il dimensionamento si è scelto un valore del diametro interno delle cave tale che, lo schiacciamento subito dal singolo OR, sia tale da determinare una forza di distacco di circa 30N, considerando il coefficiente di attrito di 0,35 ed un diametro esterno del tubo pari al valore inferiore della tolleranza di produzione (se 17mm è il diametro esterno si è considerato 16,9mm).

Il calcolo eseguito utilizzando le formule sopra riportate ha portato al valore di 21,258mm per il diametro interno delle cave utilizzando un OR da 2,5mm. Ciò comporterebbe una variazione del diametro dell'OR di 0,321mm ovvero del 12,8%.

Il valore nominale del diametro della cava è stato quindi arrotondato ed imposto al valore di 21,2mm (vedi disegno Soffiante01\_06).

Con questo valore la Forza di distacco è salita a 33N mentre la forza di contatto OR – Tubo è pari a 95N e lo schiacciamento subito dall'OR è di 0,348mm (13,9%).

Supponiamo ora che, in queste condizioni – avendo cioè stabilito il diametro delle cave e di utilizzare un OR da 2,5mm – il diametro del tubo abbia valore nominale pari a 17mm. La forza di distacco salirebbe a 39N (la forza di contatto è 112N) e lo

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

schacciamento dell'OR sarebbe di 0,398mm (16%).

Nel caso in cui il diametro del tubo sia pari a 17,1mm la forza di distacco salirebbe a 45N (la forza di contatto a 129N) e lo schiacciamento dell'OR a 0,448mm (17,9%).

Il tutto è riassunto nella seguente tabella:

Diametro tubo [mm]	Forza di distacco [N]	Forza di contatto [N]	Schiacciamento OR [mm]	Schiacciamento percentuale
16,9	33	95	0,348	13,9
17,0	39	112	0,398	16
17,1	45	129	0,448	17,9

Diametro interno cava = 21,2mm  
 Coefficiente di attrito statico = 0,35  
 Diametro sezione OR = 2,5mm

Si ricorda che i valori calcolati riguardano un singolo OR

Ipotizziamo ora un caso critico in cui, per la presenza di materiale lubrificante esterno, il coefficiente di attrito si abbassi al valore di 0,1. In questo caso, con tubo avente diametro esterno di 16,9mm la forza di distacco sarebbe pari a 10N.

Posto che la forza esercitata dall'aria sull'ugello è pari a circa 2N, e considerate le incognite dovute a vibrazioni, deformazioni strutturali e pulizia del contatto Tubo-OR risulta ragionevole il dimensionamento eseguito in cui, nella condizione più critica – ovvero 0,1 come coefficiente di attrito e diametro esterno del tubo di 16,9mm – dovremmo avere un forza resistente allo scivolamento del tubo all'interno della guida di circa 20N (10N per ogni OR).

D'altra parte, nel caso in cui il diametro esterno del tubo sia pari a 17,1mm, con coefficiente di attrito 0,35, la forza necessaria a spostare il tubo sarebbe di 90N ovvero circa 9kg.

#### Tubo Ugello e Terminale

Uniche considerazioni:

- L'acciaio inox per il tubo è stato scelto per la sua maggiore resistenza alle sollecitazioni e durata
- I 350mm di lunghezza del tubo sono necessari per poter ottenere i 250mm di freccia massima desiderati

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

- Il diametro del tubo discende direttamente dalle considerazioni e, conseguenti dimensionamenti, effettuati per la guida di ottone e per i fori sulla piastra soffiante. Considerati i 7/10 di spessore del tubo, sufficienti per garantire una adeguata resistenza dello stesso, il diametro interno del tubo sarà pari a 15,6mm. La condizione sul limite inferiore di 15mm risulta quindi soddisfatta.
- Le dimensioni del terminale, fissato il diametro della sezione di uscita a 8mm, sono state ricavate per similitudine con gli ugelli già prodotti per altre soffianti.
- Le dimensioni della testa di fissaggio del terminale sono tali da ottenere un collegamento interferente tra tubo e terminale. Questo, per garantire una adeguata tenuta all'aria.

### III.1.7.5. Sistema di frenatura

Considerata la novità del progetto e, soprattutto, della soluzione relativa alla frenatura dei tubi ad opera di due O-Ring, ci si è voluti preservare da sorprese prevedendo un sistema ausiliario abbastanza semplice di frenatura dei tubi.

Ciò che ne è risultato è un sistema di facile realizzazione ed utilizzo che, nel caso in cui si osservi non essere più necessario, grazie al buon funzionamento degli OR interni alla guida, sarebbe possibile smontare con facilità dal corpo soffiante.

Si è ipotizzato essere sufficiente una forza massima sui tubi ugelli  $F = 50\text{N} \div 60\text{N}$ .

Con questa forza, trasmessa dal cavo sul tubo, l'OR che si trova più in basso nella guida subirà una forza pari a circa lo stesso valore, mentre l'OR superiore circa un decimo della stessa (figura III.1.6.).

La forza di tiro del cavo  $F_t$  è legata alla forza trasmessa dal cavo al tubo  $F$ , ed all'angolo  $\alpha$  formato tra le direzioni di  $F_t$  ed  $F$  secondo la seguente formula:

$$F_t = \frac{F}{2 \cdot \cos \alpha}$$

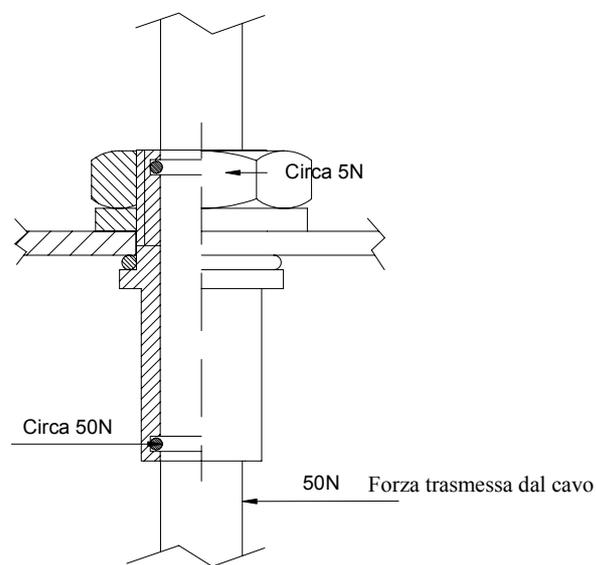


Fig. III.1.6.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

Nel nostro caso il valore di  $F$  è 60N (valore massimo), e l'angolo  $\alpha$  è pari a 24gradi per le prime 16 file di ugelli a partire dalla sinistra della soffiante, e pari a 75gradi per l'ultima fila di ugelli da frenare.

In figura III.1.7. è riportato il valore dell'angolo alfa calcolato relativamente alle prime 16 file di ugelli (sono in realtà 32 file ma frenate a coppie) e quello relativo all'ultima fila di ugelli. Quest'ultima fila non è accoppiabile ad alcun'altra e quindi l'angolo alfa sarà in questo caso maggiore.

La forza  $F_t$  massima necessaria, calcolata nei due casi, sarà pari a:

- $\alpha = 24\text{gradi} \rightarrow F_t = 32\text{N}$
- $\alpha = 75\text{gradi} \rightarrow F_t = 116\text{N}$

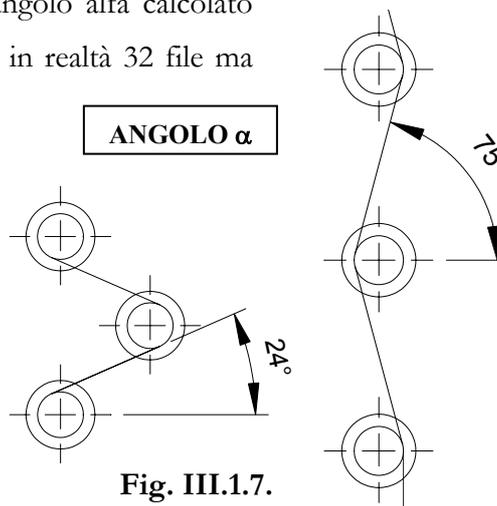


Fig. III.1.7.

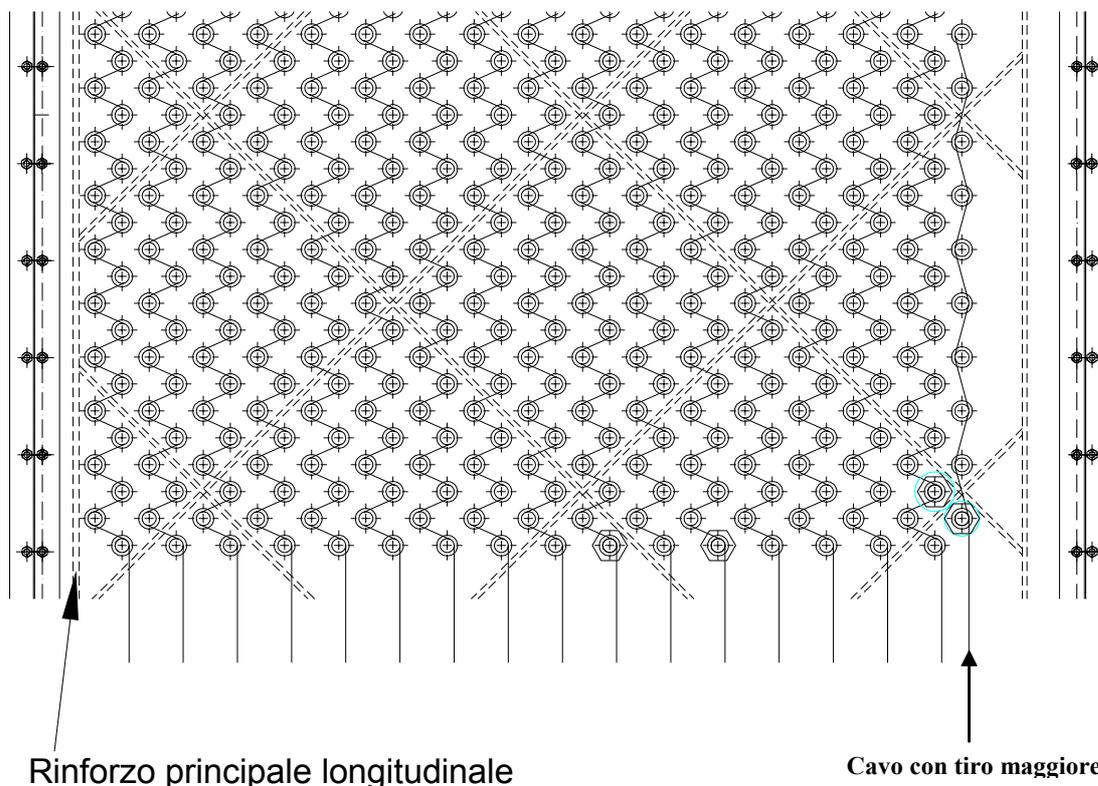


Fig. III.1.8.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

I due tipi di molla selezionati hanno costanti elastiche pari a:

-  $k_1 = 1,2 \text{ N/mm}$  la molla relativa alla configurazione con  $\alpha = 24$  gradi

-  $k_2 = 4,01 \text{ N/mm}$  la molla relativa alla configurazione con  $\alpha = 75$  gradi

Se consideriamo la forza effettivamente trasmessa ai tubi, introducendo i coseni degli angoli sopra definiti, possiamo definire una seconda costante elastica che relaziona la forza effettivamente agente sui tubi con i millimetri di allungamento delle molle.

Definite  $k_{e1}$  e  $k_{e2}$  le due nuove costanti elastiche, esse saranno pari a:

-  $k_{e1} = 2,2 \text{ N/mm}$  ( $\alpha = 24$  gradi)

-  $k_{e2} = 2,08 \text{ N/mm}$  ( $\alpha = 75$  gradi)

Ciò significa che, per tutte e due le molle (relative alle due differenti configurazioni), un allungamento di 10mm equivale ad una forza sul Tubo Ugello di circa 20N.

Il metodo di regolazione dei freni è in tal modo unico e quindi più semplice.

#### **III.1.7.6. Avvertenze**

Per quanto riguarda il Sistema Ugello, ed in particolare la guida di ottone, è assolutamente necessario che, prima di fare realizzare 544 guide, venga realizzato un PROTOTIPO del Sottosistema e verificata, su di esso, la efficacia della frenatura del tubo ad opera dei due OR interni alla guida, secondo le ipotesi di progetto. Qualora vengano evidenziati rilevanti scostamenti tra ipotesi di progetto e dati sperimentali si dovrà procedere al ridimensionamento della guida e degli OR ed alla successiva loro verifica. Le ipotesi di progetto andranno modificate di conseguenza.

### III.1.8. MODIFICHE DA OPERARE IN CASO DI DUE PIASTRE AFFIANCATE

Osservando i disegni di progetto si osserva che la piastra ha dimensioni 1370mm x 1900mm ed un numero di ugelli pari a 544.

Nel momento in cui la si voglia riutilizzare, affiancandola con una identica, si dovranno apportare alcune modifiche.

Prendiamo a riferimento la vista dall'alto del disegno Soffiante01\_01.

Una prima operazione sarà quella di tagliare il pezzo di lamiera della piastra, di dimensioni 50mm x 1900mm, adiacente al rinforzo principale longitudinale, sul quale (pezzo di lamiera) sono state eseguite 14 forature per il fissaggio sull'UPN. Si tratta, in pratica, di tagliare la lamiera a filo del rinforzo principale longitudinale.

La larghezza della piastra scende, dopo questa operazione, a 1320mm.

Un secondo taglio da eseguire, parallelo al primo, riguarda 20mm di lamiera sul lato simmetricamente opposto al primo taglio eseguito, in modo da eliminare i 15 fori passanti eseguiti per il fissaggio della lamiera all'altro UPN. Eseguito questo taglio, il nuovo bordo dovrà essere forato con 16 nuovi fori passanti di diametro 9mm e distanti non più 10mm dal bordo della piastra, bensì 25mm per avere modo di essere fissata alla flangia della struttura.

E' risultato necessario prevedere questa operazione per i seguenti motivi:

- Per il fissaggio all'UPN è necessario che la distanza tra i fori ed il bordo della piastra non superi i 10mm a causa dello spazio disponibile sull'UPN stesso. La configurazione con piastra centrale e fissaggio sui due UPN laterali deve, quindi, prevedere fori con asse a 10mm dal bordo.
- Una volta che si preveda di utilizzare la piastra affiancata da una identica, essa dovrà essere spostata ad un estremo della struttura, ed agganciata alla flangia su tre lati, con il lato su cui è saldato il rinforzo principale longitudinale, libero e a centro struttura. Il lato lungo, che si agganciava prima ad un UPN, dovrà quindi essere adesso fissato alla flangia, che permette una distanza tra fori e bordo di 25mm.

Si sarebbe potuto, a questo punto, prevedere di agganciare la piastra alla flangia con i

---

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

fori distanti 10mm dal bordo; dati però i carichi cui è soggetta la piastra, si è voluto fare in modo di sfruttare appieno tutta la sede di appoggio da 25mm disponibile sulla flangia e prevedere, quindi, una rilavorazione della piastra soffiante come sopra accennato.

L'ultima operazione da eseguire riguarda la ulteriore foratura della lamiera per le guide ugelli, in numero da definire in base alle esigenze sperimentali. Il massimo numero di fori addizionali eseguibili è pari a 228.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

**III.1.9. LISTA PARTI**

Vedi **Allegato 10**.

### III.1.10. PRESCRIZIONI PER IL MONTAGGIO

#### III.1.10.1. Piastra soffiante principale

Per il montaggio della piastra principale è necessario spostare l'UPN esistente, e prevederne un'altro identico disponendoli come da disegno Complessivo (Soffiante01\_00).

La piastra viene quindi fissata alla flangia della struttura e ai due UPN mediante 46 viti a testa esagonale M8 x 30.

#### ATTENZIONE:

- Sul lato corto della soffiante, indicato nel disegno "Complessivo Soffiante", dovrà essere applicata la piastra per aggancio freni rappresentata nel disegno Soffiante01\_08 ed utilizzati, a questo scopo, le stesse viti che collegano la piastra principale alla flangia della struttura.

NON fissare, quindi, questo lato della piastra, prima di aver posizionato anche la piastra per aggancio freni.

#### III.1.10.2. Piastre di copertura

Le due piastre vengono fissate alla struttura e agli UPN ognuna con 38 viti a testa esagonale M8 x 30.

#### III.1.10.3. Guida ugello

Ci si riferisce al disegno: Soffiante01\_06 Foglio2.

- Inserire l'OR 0270-30 per la tenuta esterna sulla guida di ottone, dalla parte filettata della guida stessa, e portarlo a battuta.
- Inserire quindi la guida nel foro della piastra ed intestare rosetta elastica e dado a testa esagonale.
- Avvitare manualmente il dado sulla guida fino a quando possibile.

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

- Proseguire l'avvitamento del dado con chiave a tubo ed avvitare di un angolo compreso tra 90 e 110 gradi (valutare ad occhio) servendosi, se necessario, dell'impugnatura della chiave come ausilio ottico.

La procedura descritta risulta necessaria per fare sì che la guarnizione OR venga schiacciata quel tanto che basta per fare tenuta e per fare sì che tutto il meccanismo sia stabile evitando, quindi, che l'OR si danneggi per un avvitamento esagerato del dado o che un avvitamento scarso comprometta la tenuta dell'accoppiamento. I 90 – 110 gradi di avvitamento corrispondono infatti – tenuto conto del passo di 2mm della vite – a circa 6/10mm di schiacciamento dell'OR che, per un OR da 3mm, equivale al 20% del diametro della sezione. Il valore del 20% di schiacciamento è consigliato, da manuale, per tenute statiche.

ATTENZIONE:

- Le dimensioni caratteristiche del dado sono:

- 1) Larghezza massima (e): 45,2mm MIN.
- 2) Larghezza tra facce parallele (s): 41mm

Il diametro esterno della chiave a tubo non deve superare la misura di 52mm se la larghezza massima del dado (e) è pari a 45,63mm. Questo, per tener conto dell'ingombro dei dadi adiacenti al dado che si vuole avvitare.

#### III.1.10.4. Sistema di frenatura

Come si osserva dal disegno, la piastra freni viene montata al di sotto della piastra soffiante sul lato indicato nel disegno "Complessivo Soffiante" (Soffiante01\_00), utilizzando le stesse viti usate per il fissaggio della piastra soffiante.

Una volta montata la piastra ad L, che funge da supporto per il bloccaggio dei meccanismi freni, si può procedere con il montaggio dei meccanismi stessi svolgendo i seguenti passi, validi sia per i sedici tiranti con molla da 49N che per il tirante con carico maggiore da 153N (Figura III.1.8.).

- Fissare un lato del cavo di acciaio su di uno dei 17 fori ricavati sul rinforzo perimetrale corto che si trova sul lato opposto della soffiante, rispetto a quello in

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

cui viene fissata la piastra freni.

- Fare passare il cavo in alternanza tra un ugello e l'altro di una stessa fila facendo in modo che il cavo sia a contatto con i tubi ugelli (vedi figura III.1.8.).
- Giunti dall'altra parte, fare passare il cavo all'interno del corrispettivo foro ricavato nel rinforzo perimetrale e bloccarlo provvisoriamente per evitare che cada a terra.
- Intestare il tirante a cerniera, con il relativo dado, come riportato nel particolare del disegno, ovvero lasciando circa 10mm di spazio tra dado e la parte terminale del tirante
- Inserire, quindi, la molla nella cerniera e l'estremo del cavo nel secondo anello della molla.
- Bloccare il cavo nella molla dopo avere leggermente pretensionato il meccanismo tirando un po' il cavo.

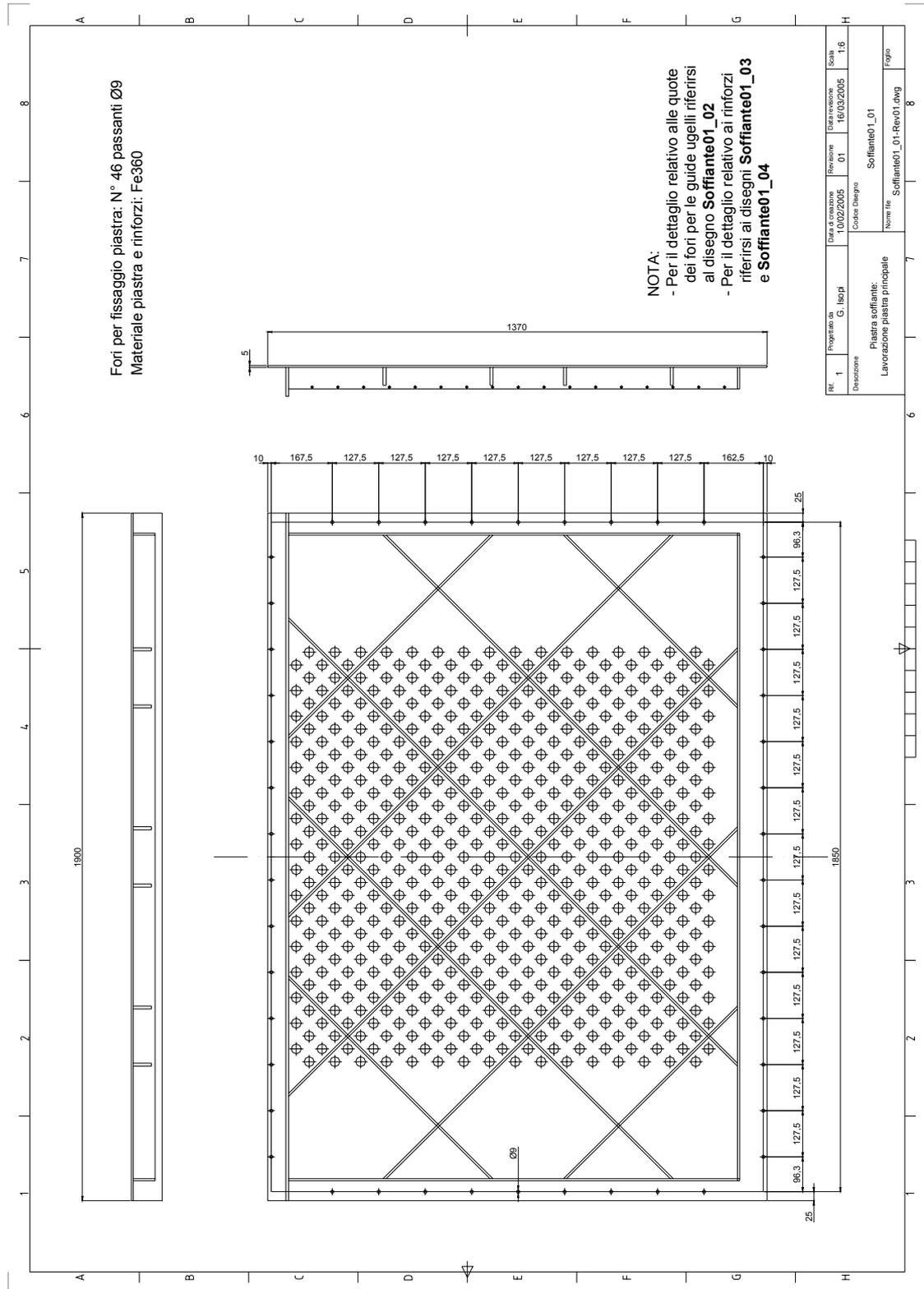
Come già accennato in precedenza per tutte le file di ugelli vale la seguente considerazione:

Avvitare il dado di 10mm – che equivale a tirare la molla della stessa quantità – significa applicare una forza di 20N ai tubi ugelli (il massimo previsto è di 60N = 30mm di allungamento molla).



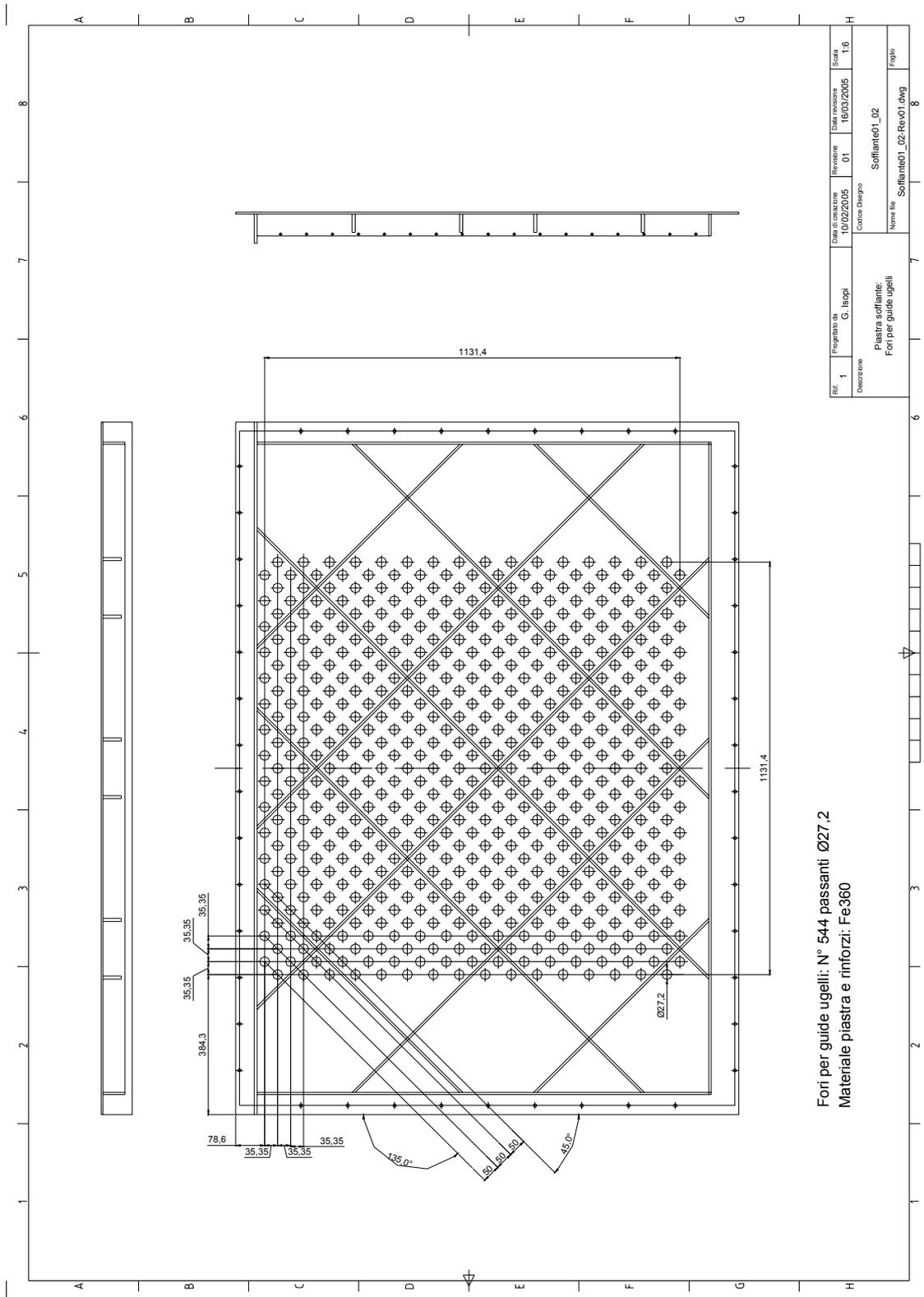
SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

**Allegato2:** Soffiante01\_01-Rev01.dwg – FormatoA2.



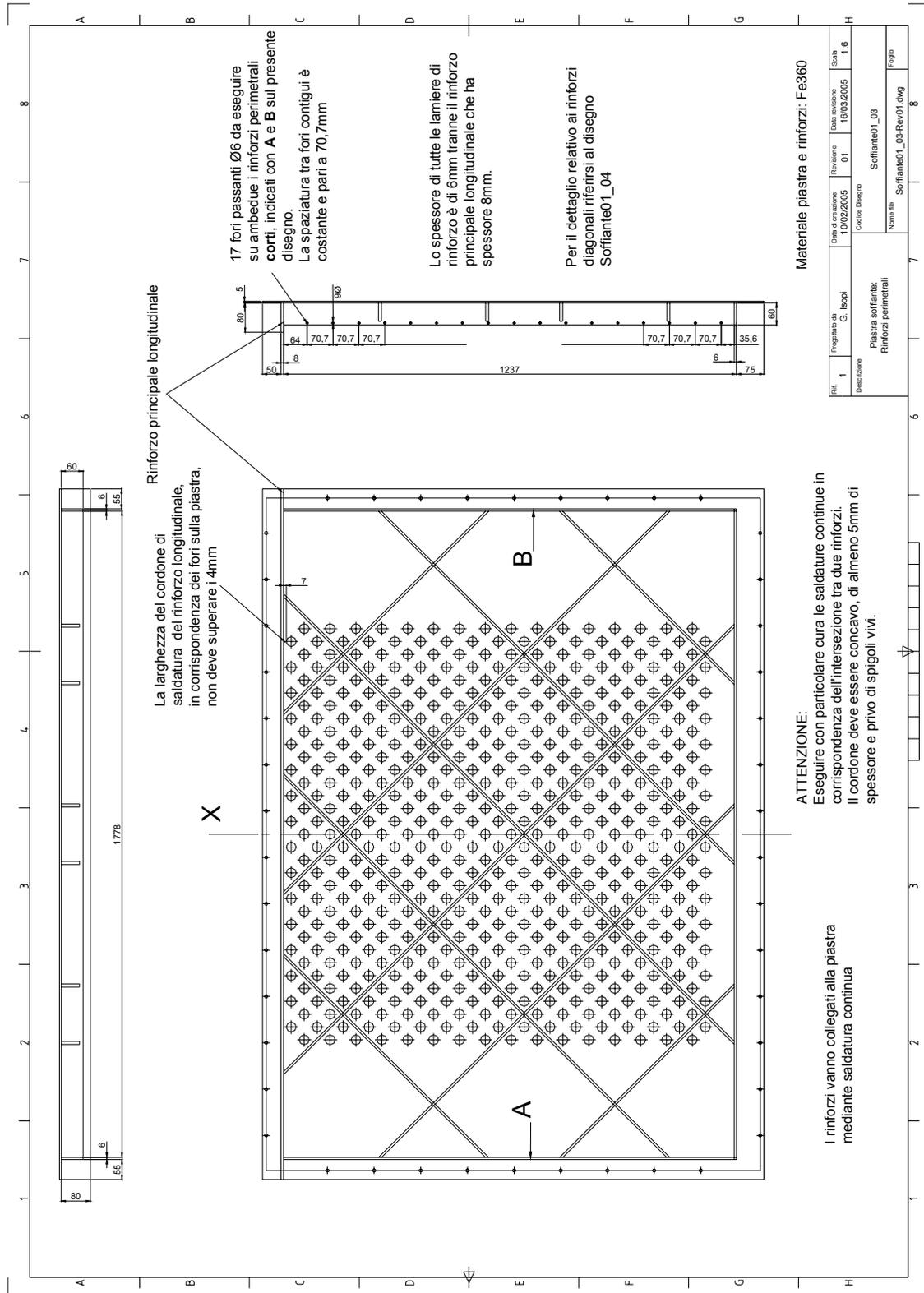
SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

**Allegato3:** Soffiante01\_02-Rev01.dwg – FormatoA2.



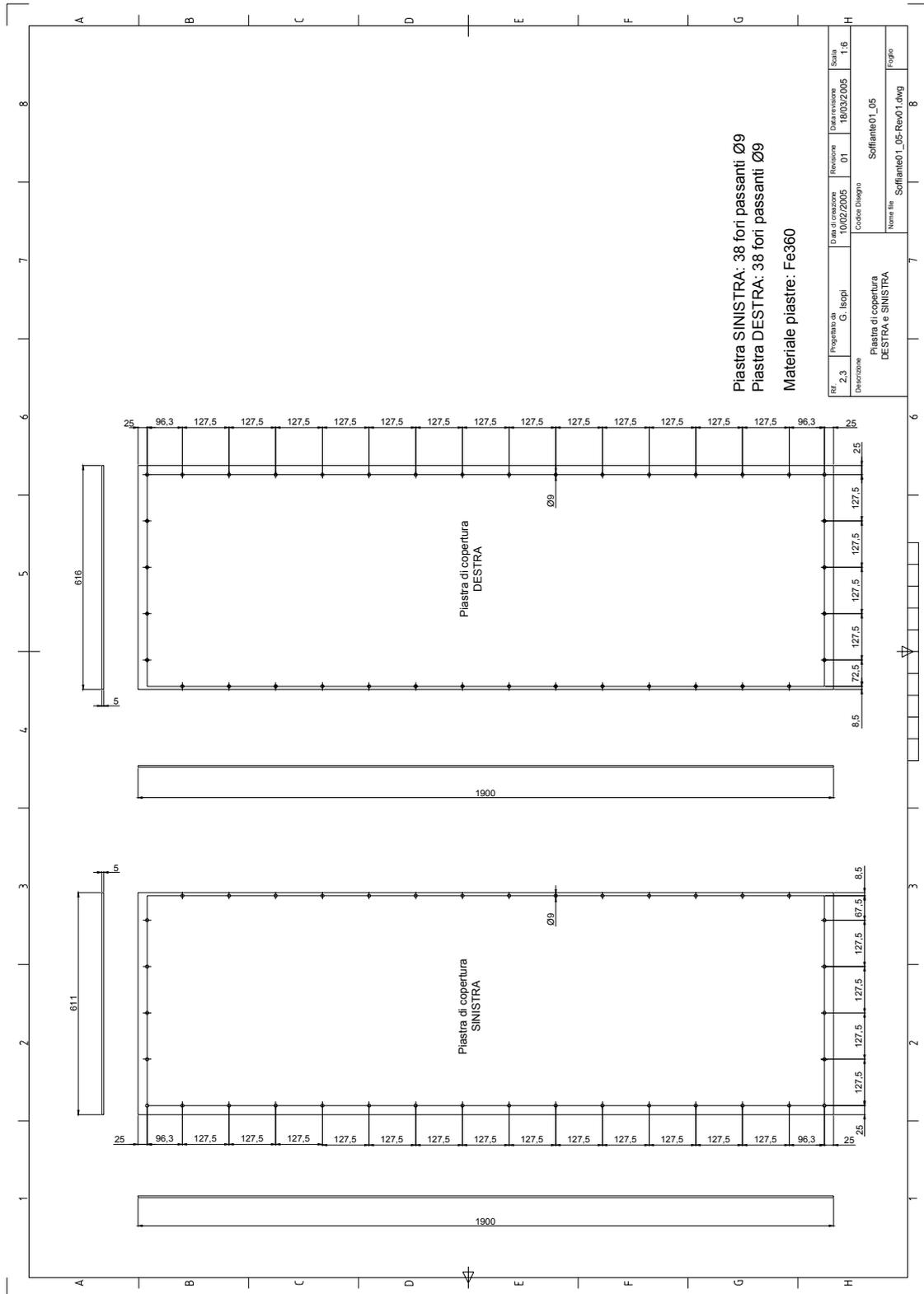
Fori per guide ugelli: N° 544 passanti Ø27,2  
Materiale piastra e rinforzi: Fe360

Allegato4: Soffiante01\_03-Rev01.dwg – FormatoA2.

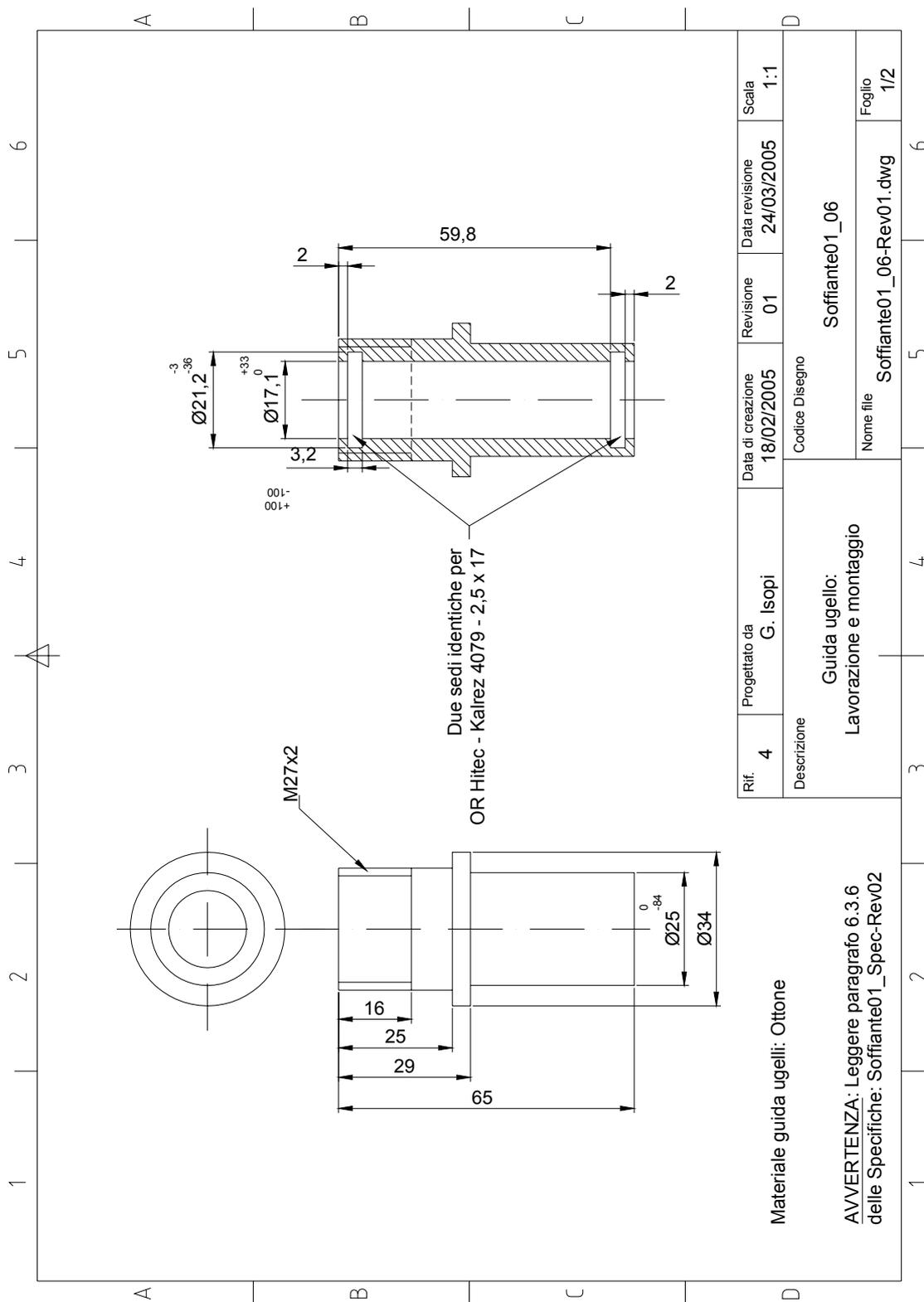




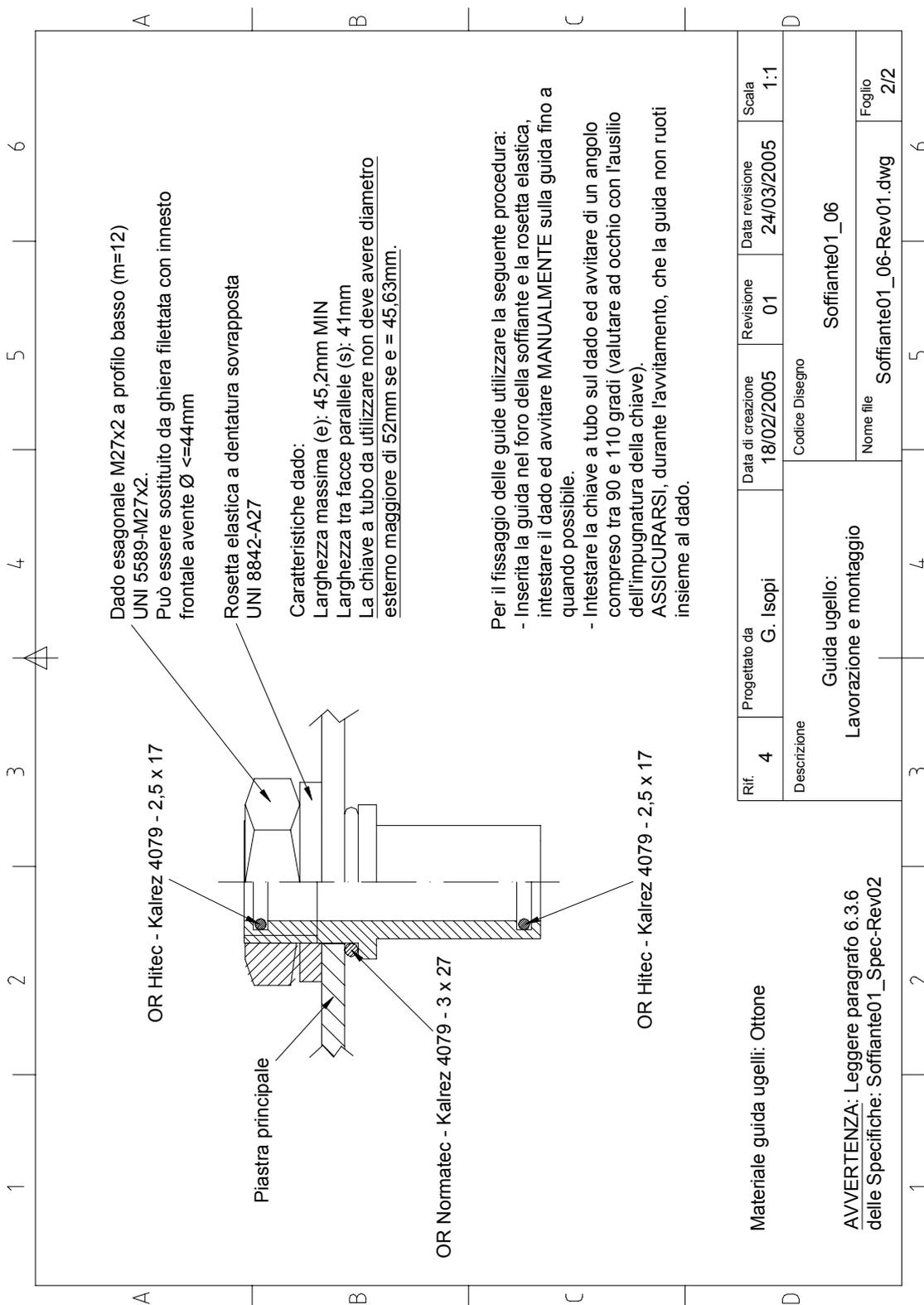
**Allegato6:** Soffiante01\_05-Rev01.dwg – FormatoA2.



**Allegato7:** Soffiante01\_06-Rev01.dwg – FormatoA4. Foglio 1

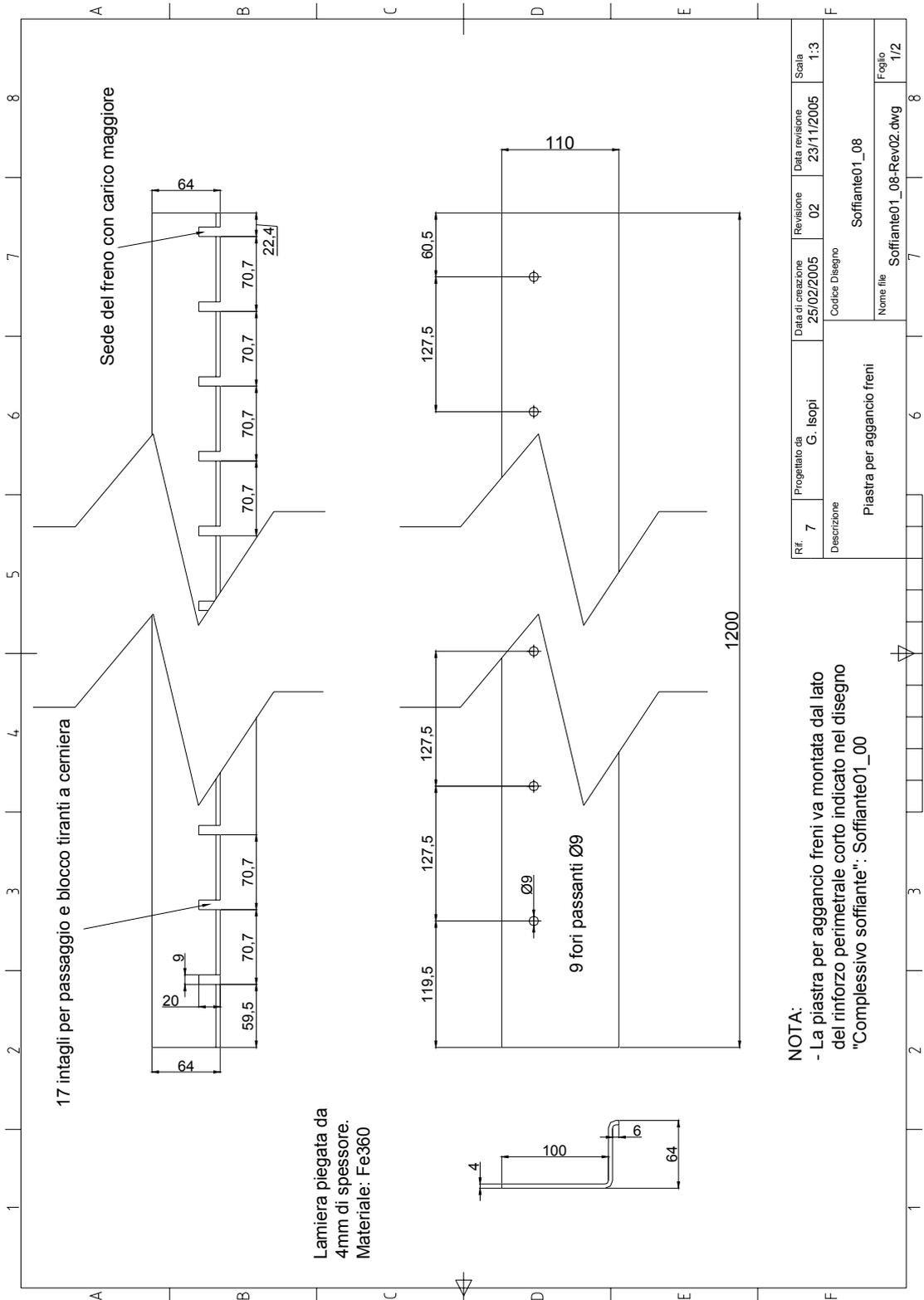


**Allegato7:** Soffiante01\_06-Rev01.dwg – FormatoA4. Foglio 2





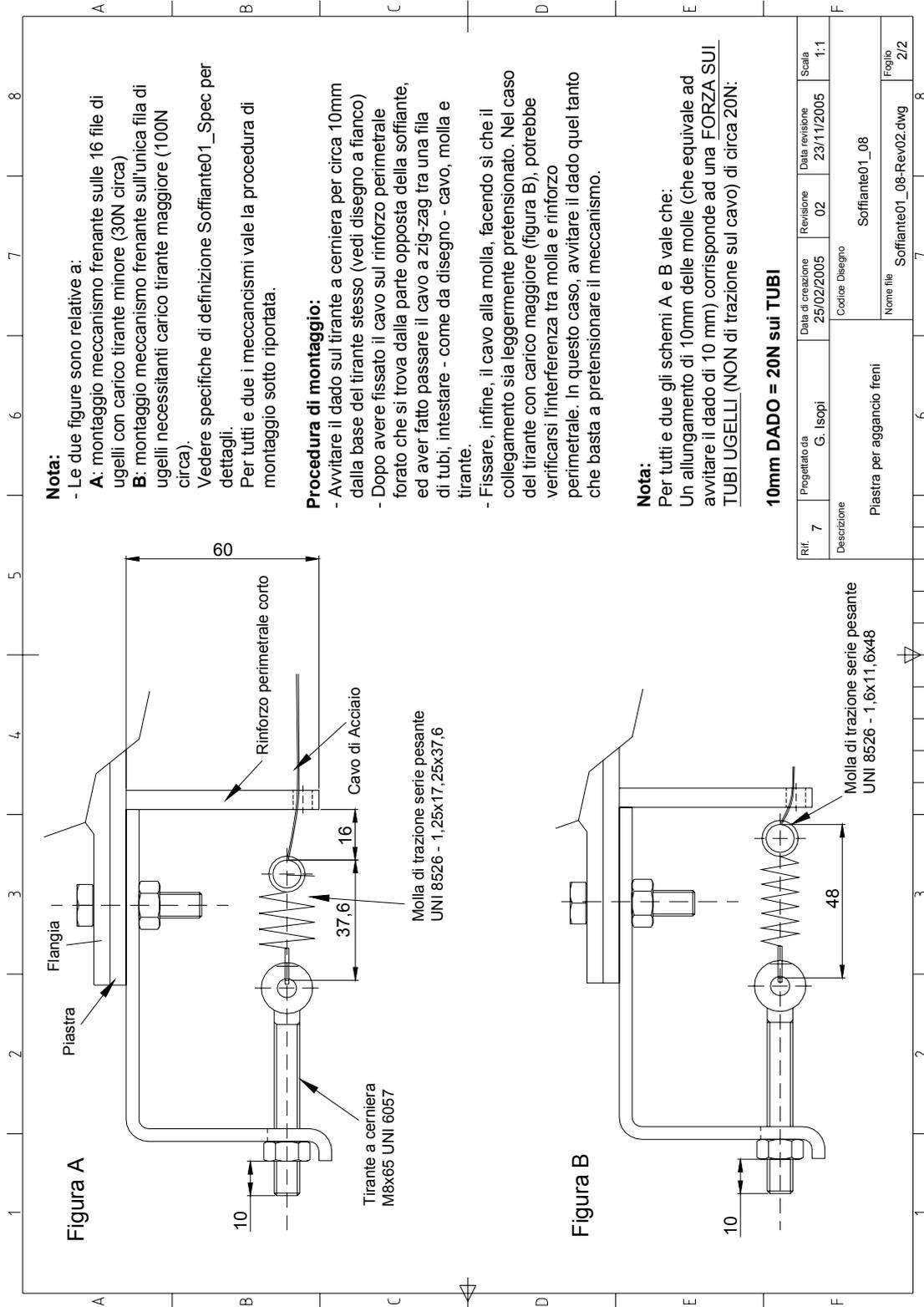
**Allegato9:** Soffiante01\_08-Rev02.dwg – FormatoA3. Foglio 1



**NOTA:**

- La piastra per aggancio freni va montata dal lato del rinforzo perimetrale corto indicato nel disegno "Complessivo soffiante": Soffiante01\_00

**Allegato9:** Soffiante01\_08-Rev02.dwg – FormatoA3. Foglio 2



**Nota:**

- Le due figure sono relative a:
- A:** montaggio meccanismo frenante sulle 16 file di ugelli con carico tirante minore (30N circa)
- B:** montaggio meccanismo frenante sull'unica fila di ugelli necessitanti carico tirante maggiore (100N circa).
- Vedere specifiche di definizione Soffiante01\_Spec per dettagli.
- Per tutti e due i meccanismi vale la procedura di montaggio sotto riportata.

**Procedura di montaggio:**

- Avvitare il dado sul tirante a cerniera per circa 10mm dalla base del tirante stesso (vedi disegno a fianco)
- Dopo avere fissato il cavo sul rinforzo perimetrale forato che si trova dalla parte opposta della soffiante, ed aver fatto passare il cavo a zig-zag tra una fila di tubi, intestare - come da disegno - cavo, molla e tirante.
- Fissare, infine, il cavo alla molla, facendo sì che il collegamento sia leggermente pretensionato. Nel caso del tirante con carico maggiore (figura B), potrebbe verificarsi l'interferenza tra molla e rinforzo perimetrale. In questo caso, avvitare il dado quel tanto che basta a pretensionare il meccanismo.

**Nota:**

- Per tutti e due gli schemi A e B vale che: Un allungamento di 10mm delle molle (che equivale ad avvitare il dado di 10 mm) corrisponde ad una FORZA SUI TUBI UGELLI (NON di trazione sul cavo) di circa 20N:

**10mm DADO = 20N sui TUBI**

Rif.	7	Progettato da	G. Isopi	Data di creazione	25/02/2005	Revisione	02	Data revisione	23/11/2005	Scala	1:1	
Descrizione		Piastra per aggancio freni										
		Codice Disegno										
		Soffiante01_08										
		Nome file										
		Soffiante01_08-Rev02.dwg										
											Foglio	2/2

SPECIFICA DI DEFINIZIONE DEL PROGETTO: "SOFFIANTE RICONFIGURABILE"

## III.1.11.2. Allegati Excel

Allegato10: ListaParti-Rev02.xls

	Riferimento	Disegno	Materiale	Spessore [mm]	Larghezza [mm]	Lunghezza [mm]	Quantità
<b>Piastra principale:</b>	1						
Lamiera principale		Soffiante01_01-Rev01	Fe360	5	1370	1900	1
Lamiera rinforzi perimetrali		Soffiante01_03-Rev01	Fe360	6	60	4264	1
Lamiera rinforzo principale longitudinale		Soffiante01_03-Rev01	Fe360	8	80	1900	1
Lamiera rinforzi diagonali		Soffiante01_04-Rev01	Fe360	6	50	12148	1
<b>Piastre di copertura:</b>							
Lamiera Piastra DESTRA	2	Soffiante01_05-Rev01	Fe360	5	616	1900	1
Lamiera Piastra SINISTRA	3	Soffiante01_06-Rev01	Fe360	5	611	1900	1
<b>Sistema Guida Ugelli:</b>							
Guida Ugelli	4	Soffiante01_06-Rev01 Fogli 1,2	Ottone				544
Tubo Ugelli	5	Soffiante01_07-Rev01	Inox	0,7	17 (Diam. Esterno)	350	544
Terminale Ugelli	6	Soffiante01_07-Rev01	Silicone				544
Dado esagonale UNI 5589-M27x2-Profilo basso							544
Rosetta elastica UNI 8842-A27							544
OR Normatec-Kalrez4079-3x27			Kalrez4079	3 (Diam. Sezione)	27 (Diam. Interno)		544
OR Hitec-Kalrez4079-2,5x17			Kalrez4079	2,5 (Diam. Sezione)	17 (Diam. Interno)		1088
Chiave a tubo M27 con diametro esterno < 52mm							1
<b>Sistema di frenatura</b>	7						
Piastra ad L		Soffiante01_08-Rev01 Foglio1	Fe360	4			1
Tirante a cerniera UNI 6057M8x65		Soffiante01_08-Rev01 Foglio2					17
Molla UNI 8526 - 1,25x17,25x37,6		Soffiante01_08-Rev01 Foglio2					16
Molla UNI 8526 - 1,6x11,6x48		Soffiante01_08-Rev01 Foglio2					1
Cavo			Acciaio			49300	1

**III.1.12. PROTEZIONE INTELLETTUALE**

A seguito del progetto è stata inoltrata domanda di deposito di brevetto avente i dati riportati nel seguito.

**Numero di brevetto:** MI2005A 0001339

**Titolare:** Techint, Compagnia Tecnica Internazionale s.p.a.

**Titolo:** Soffiante riconfigurabile per la tempra di qualità di particolari in vetro.

**Data di deposito:** 14/07/2005

### III.2. PROGRAMMA DI CALCOLO "SAUGE"

Le relazioni determinate a valle delle simulazioni riguardanti la formatura e la tempratura di lastre di vetro, insieme alle considerazioni e ai dimensionamenti scaturiti dal progetto della soffiante riconfigurabile, sono state utilizzate per lo sviluppo di uno strumento software di ausilio alla progettazione ed utilizzazione di impianti di formatura e tempratura di lastre di vetro.

Il programma SAUGE si compone, in particolare, di tre sottoprogrammi:

- 1) Programma 1: "Impostazione variabili di formatura e tempratura": permette di prevedere il valore di variabili fondamentali inerenti i processi di formatura e tempratura di lastre di vetro, quali la temperatura della lastra, la freccia massima ottenibile senza l'ausilio del maschio di pressa e il coefficiente di convezione ottenibile da una soffiante di tempratura. Utilizza i modelli di cui si è parlato in precedenza.
- 2) Programma 2: "Soffiante a ugelli": permette di calcolare il numero di ugelli, la portata d'aria e la prevalenza teorica necessaria a temprare un vetro di opportune dimensioni.
- 3) Programma 3: "Soffiante a Ugelli Riconfigurabile": fa riferimento al progetto della soffiante riconfigurabile di cui alle specifiche Soffiante\_Spec. Permette dimensionamenti di massima del "Sottosistema Ugello" e di prevedere la corsa necessaria alla "Piastra soffiante" per portarsi nella posizione di tempratura.

SAUGE presenta UNA schermata di calcolo principale relativa al Programma 1 – "Impostazione variabili di formatura e tempratura" – alla quale si accede avviando il programma (SAUGE.xls), e DUE schermate secondarie relative ai Programmi 2 e 3 – "Soffianti a ugelli" e "Soffiante a ugelli riconfigurabile" - attivabili cliccando sugli opportuni tasti presenti all'interno della schermata principale.

Il sottoprogramma "Soffiante a ugelli" necessita, per il calcolo, di tre dati di input presenti nel programma principale. Il sottoprogramma "Soffiante a ugelli riconfigurabile" è invece totalmente indipendente dagli altri.

### III.2.1. DESCRIZIONE

Per avviare SAUGE basta cliccare sulla icona Excel: "SAUGE.xls". Il programma è costituito da "UserForm" di Excel e risulta quindi necessario abilitare l'esecuzione di Macro. Risulta cioè necessario impostare il livello di protezione dalle Macro almeno al valore "Medio". Per accedervi, nel Menù principale di Excel cliccare: Strumenti \ Macro \ Protezione. Impostare, quindi, un livello Basso o Medio di protezione.

Una volta avviato il programma, ed attivata quindi la schermata principale, cliccando sull'opportuno tasto presente all'interno di essa è possibile accedere alle altre due schermate di calcolo. Chiudendo la schermata principale verranno automaticamente chiuse anche le altre eventualmente attive.

In tutte e tre le schermate di calcolo le caselle di Input, ovvero quelle nelle quali è necessario immettere dati di calcolo, hanno uno sfondo verde.

Le caselle che vengono disabilitate, a seconda delle opzioni scelte, presentano uno sfondo grigio.

Le caselle di Output hanno sfondo bianco.

E' inoltre presente una finestra a sfondo blu scuro denominata "Informazioni" nella quale è possibile leggere le note che vengono richiamate cliccando sui tasti che riportano un punto interrogativo "?". Vicino a questa finestra sono riportati due tasti: "i" e "p" o "pulisci". Con il primo è possibile ottenere informazioni generali sull'utilizzo dei programmi. Con il secondo si pulisce la finestra.

Avviando un calcolo, cliccando sull'opportuno tasto, verranno visualizzati messaggi di ERRORE (la sintassi sarà: "**Errore: .....**") nel momento in cui:

- 1) Il valore immesso non è un numero.
- 2) Non è stato inserito un input necessario per il calcolo.
- 3) Il valore inserito è al di fuori dei limiti AMMESSI .

In questi tre casi il calcolo viene impedito.

Nel caso, invece, in cui venga sconsigliato il superamento di certi limiti il calcolo non verrà impedito ed apparirà un messaggio: **"Nota: .....**". Caso tipico è quello del sottoprogramma "Impostazione delle variabili di formatura e temprà" nel quale, come si vedrà meglio nel seguito, si è fatta la distinzione tra limiti di VALIDITA' del calcolo e limiti AMMESSI.

Il superamento dei primi ma non dei secondi, non impedirà il calcolo e genererà una "Nota...". Il superamento dei limiti ammessi impedirà invece il calcolo e genererà un messaggio di "Errore...".

Una qualsiasi modifica di dati in input farà cancellare tutti i dati di output correlati. Per ottenere i nuovi valori con i dati di input aggiornati, sarà necessario riavviare il calcolo cliccando nuovamente sull'apposito tasto.

Nel seguito, le tre schermate (o sottoprogrammi) verranno menzionate con il titolo loro assegnato ("Impostazione delle variabili di formatura e temprà", "Soffianti a ugelli" e "Soffiante a ugelli riconfigurabile") o con l'abbreviazione "Programma1, 2 e 3".

### III.2.2. DEFINIZIONI

Nel seguito la definizione dei parametri di Input necessari all'esecuzione di SAUGE, con i relativi intervalli "Validi" ed "Ammissibili" ove presenti.

- **La temperatura della lastra all'uscita dal forno.** E' supposta uniforme su tutta la lastra. Intervallo di validità ed ammissibile: tra 680 e 720°C.
- **Lo spessore della lastra di vetro.** Intervallo di validità ed ammissibile del calcolo: tra 3mm e 6mm.
- **Il coefficiente di scambio termico in aria ferma.** E' il coefficiente di scambio termico per convezione cui è sottoposta la lastra dal momento dell'uscita dal forno all'istante iniziale di tempra. Intervallo di validità ed ammissibile del calcolo: tra 4 e 20 J/(°C\*s\*m2)°. Valore di prima approssimazione consigliato: 10. Si è dato modo di variare questo parametro per poter prendere in considerazione differenti condizioni dell'aria esterna che si possono riscontrare nell'intorno della zona di formatura di un impianto. Fissare questo parametro ad un unico valore avrebbe significato limitare la validità del calcolo a pochi casi reali.
- **Il tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura.** Intervallo Ammissibile: tra 1 e 4 secondi.
- **La lunghezza del lato curvo della lastra di vetro.** Si intende la dimensione della lastra che subisce la curvatura principale. Intervallo di validità ed ammissibile del calcolo: tra 0,8m e 2m.
- **Il tempo di formatura.** E' compreso tra l'istante iniziale di formatura e l'istante iniziale di trasferimento tra zona di formatura e zona di tempra. Intervallo Ammissibile: tra 1 e 6 secondi.
- **Il tempo di trasferimento tra formatura e tempra.** E' compreso tra l'istante iniziale di trasferimento tra zona di formatura e zona di tempra e l'istante iniziale di tempra. Intervallo Ammissibile: tra 1 e 4 secondi.
- **Il tempo di contatto vetro-maschio.** Esso è compreso nel tempo di formatura e non può quindi essere maggiore di esso.
- **Il grado di tempra desiderato.** Le norme DIN ammettono un grado di tempra

compreso tra i valori di circa 1000 e 1700 micron/cm. Questi due valori sono stati impostati come limiti dell'intervallo ammissibile di valori.

- **Il diametro della sezione di uscita degli ugelli (D)**. Intervallo di validità del calcolo: tra 4mm e 8mm. Limiti Ammissibili: 4mm e 10mm.
- **La distanza tra sezione di uscita ugelli e superficie della lastra di vetro durante la fase di tempra (H)**. Intervallo di validità del calcolo: tra 40mm e 60mm. Limiti Ammissibili: 30mm e 70mm.
- **La spaziatura tra gli ugelli (S)**. Deve essere compresa tra 40 e 60mm. Intervallo di validità del calcolo: tra 4mm e 8mm. Limiti Ammissibili: 3mm e 10mm.
- **La velocità dell'aria in uscita dagli ugelli (V)**. Intervallo di validità del calcolo: tra 110m/s e 140m/s. Limiti Ammissibili: 95m/s e 150m/s.
- **La freccia massima desiderata**. E' la freccia relativa alla massima curvatura del vetro.
- **L'altezza totale della Guida Ugello**. Indicata con la quota **B** nella figura presente all'interno della schermata del Programma 3.
- **La distanza Ugello – Lastra di vetro**. E' la distanza tra la sezione di uscita del terminale ugello e la superficie della lastra di vetro durante la fase di tempra. Corrisponde alla distanza (H) del Riquadro5 nel Programma 1.
- **La distanza Ugello – Piano di avanzamento del vetro**. Immaginando gli ugelli diversamente estesi al di fuori della piastra soffiante, tale distanza è quella tra la sezione di uscita dell'ugello più esteso ed il piano di avanzamento del vetro. E', in pratica, lo spazio libero (luce) lasciato a disposizione per la movimentazione della lastra di vetro ed il suo posizionamento al di sotto della soffiante per la successiva fase di tempra.
- **La sporgenza del terminale Ugello dal Tubo**. Quota D sul disegno rappresentato nella schermata del Programma 3.
- **La sporgenza della Guida Ugello dalla Piastra Soffiante**. Quota C nella schermata del Programma 3. Questo valore deve naturalmente essere maggiore di quello della "Altezza totale della guida ugello"(B nello stesso disegno) che compare nel riquadro R1 di Programma 3.

III.2.3. PROGRAMMA 1

**FORMATURA**

R1 TEMPERATURA DELLA LASTRA ALL'USCITA DAL FORNO  °C ?

SPESORE LASTRA  mm ?

COEFFICIENTE DI CONVEZIONE IN ARIA FERMA  J/(°C\*s\*m2) ?

TEMPO DI TRASFERIMENTO FORNO-FORMATURA  s ?

**TEMPERATURA DEL VETRO AD INIZIO FORMATURA**

SUPERFICIE  °C ?

CUORE  °C ?

**TEMPRA**

R4 GRADO DI TEMPRA DESIDERATO  micron/cm ?

COEFFICIENTE DI CONVEZIONE MEDIO NECESSARIO  J/(°C\*s\*m2) ?

R2 LUNGHEZZA CURVATURA  m ?

TEMPO DI FORMATURA  s ?

**MASSIMA FRECCIA OTTENIBILE SENZA AUSILIO DEL MASCHIO**

mm ?

R5 DIAMETRO SEZIONE DI USCITA UGELLI  mm ?

DISTANZA UGELLI-LASTRA  mm ?

SPAZIATURA UGELLI  mm ?

VELOCITA' DI USCITA DELL'ARIA  m/s ?

**PRESTAZIONI OTTENIBILI DALLA SOFFIANTE**

COEFFICIENTE DI CONVEZIONE MEDIO  J/(°C\*s\*m2) ?

UNIFORMITA' DEL SOFFIACCGIO  ?

R3 VUOI USARE IL MASCHIO?  SI  NO

TEMPO DI CONTATTO VETRO-MASCHIO  s ?

TEMPO DI TRASFERIMENTO FORMATURA-TEMPRA  s ?

**TEMPERATURA DEL VETRO AD INIZIO TEMPRA**

SUPERFICIE  °C ?

CUORE  °C ?

INFORMAZIONI

**P U L I S C I**

SOFFIANTE A UGELLI

SOFFIANTE A UGELLI RICONFIG.

Eseguito da: [giovanni.isopi@virgilio.it](mailto:giovanni.isopi@virgilio.it)

E' suddiviso in due parti: Formatura e Tempra.

La colonna "Formatura" presenta tre riquadri denominati R1, R2 e R3.

La colonna "Tempra" è composto invece dai riquadri R4 e R5.

Per quanto riguarda la colonna "Tempra", riquadro R5 vale la seguente considerazione:

Il risultato dei calcoli eseguiti deriva da un modello di previsione che si basa sul risultato delle simulazioni agli elementi finiti (od ai volumi finiti). Queste simulazioni sono state effettuate facendo variare i parametri di input all'interno di intervalli prestabiliti, denominati nel prosieguo: "intervalli di VALIDITA'" dei parametri. Ciò fa sì che il risultato che si ottiene sia valido , a rigore, solo per valori dei parametri di input che si trovano all'interno di questi intervalli.

Trattandosi, comunque, di un fenomeno di natura continua, si può ragionevolmente ammettere che il modello possa dare una utile indicazione sull'andamento del fenomeno anche per valori dei parametri non "VALIDI" ma comunque non troppo "distanti dai limiti.

Alla luce di questa considerazione sono stati introdotti dei limiti "AMMISSIBILI" per i parametri di input, esterni all'intervallo di valori validi. Superati i limiti di validità, il calcolo fornisce ancora una utile indicazione quantitativa del fenomeno in esame fino a quando i valori dei parametri di input non eguagliano i limiti "Ammissibili". Superati questi, l'approssimazione del risultato viene considerata non più tollerabile.

Verranno mostrate quindi delle "Note" nel momento in cui verrà superato un intervallo di validità del parametro di input. Il calcolo potrà comunque proseguire.

Avendone necessità si consiglia comunque di non impostare più di un parametro per volta al di fuori dei limiti di validità. L'errore che si genera nel calcolo è cumulativo ed impostare un calcolo con tre o quattro parametri al di fuori dei limiti di validità (anche se all'interno dei limiti ammissibili) potrebbe portare ad un risultato poco significativo.

Nel caso in cui vengano superati i limiti ammissibili di un parametro verrà generato un messaggio di errore ed il calcolo interdetto.

Cliccando sull'apposito tasto con il punto interrogativo "?", viene data informazione sugli eventuali limiti di "Validità" ed Ammissibili" relativi al parametro cui il tasto fa riferimento.

### III.2.3.1. Riquadro R1

Cliccando sul tasto giallo è possibile calcolare la temperatura sulla superficie e nel cuore della lastra di vetro ad inizio formatura.

Dati di input necessari sono:

- La temperatura della lastra all'uscita dal forno.
- Lo spessore della lastra di vetro.
- Il coefficiente di scambio termico in aria ferma.
- Il tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura.

### III.2.3.2. Riquadro R2

Cliccando sul tasto giallo è possibile calcolare la freccia massima ottenibile, ovvero la freccia relativa alla massima curvatura del vetro, ottenibile con il solo ausilio della forza di gravità, per un tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura pari a 2s.

Dati di input necessari sono:

- La temperatura della lastra all'uscita dal forno (Riquadro R1).
- Lo spessore della lastra di vetro (Riquadro R1).
- Il coefficiente di scambio termico in aria ferma (Riquadro R1).
- La lunghezza del lato curvo della lastra di vetro. S
- Il tempo di formatura.

### III.2.3.3. Riquadro R3

Cliccando sul tasto giallo è possibile calcolare la temperatura del vetro ad inizio tempratura sulla superficie e nel cuore della lastra di vetro.

Dati di input necessari sono:

- La temperatura della lastra all'uscita dal forno (Riquadro R1).
- Lo spessore della lastra di vetro.

- Il coefficiente di scambio termico in aria ferma (Riquadro R1).
- Il tempo di trasferimento tra forno e zona di formatura (Riquadro R1).
- Il tempo di formatura (Riquadro R2).
- Il tempo di trasferimento tra formatura e tempra.

Nel caso in cui l'opzione "SI" della domanda "Vuoi usare il maschio?" sia attivata risulta necessario inserire anche :

- Il valore del tempo di contatto vetro-maschio.

Nel caso, invece, in cui sia attivata l'opzione "NO", la casella relativa al valore del tempo di contatto vetro-maschio risulta disattivata (sfondo grigio).

#### III.2.3.4. Riquadro R4

Cliccando sul tasto azzurro è possibile calcolare il coefficiente di scambio termico per convezione medio necessario ad ottenere un desiderato grado di tempra per la lastra di vetro.

Dati di input necessari sono:

- Lo spessore della lastra di vetro.
- Il grado di tempra desiderato.

La relazione utilizzata per il calcolo del coefficiente medio necessario è indipendente dalla temperatura della superficie della lastra ad inizio tempra. Questa ipotesi è valida se la temperatura in questione è maggiore di 650°C e si può ritenere NON più attendibile per temperature inferiori a 640°C.

Nel caso in cui il calcolo venga avviato senza che l'Output "Superficie" (la temperatura sulla superficie della lastra all'inizio della fase di tempra) del riquadro R3 presenti alcun valore, verrà visualizzata una "Nota" di avvertimento con la considerazione sopra esposta.

Se, invece, un valore numerico è presente nell'Output in questione, il programma andrà a valutare se esso è minore di 640°C, se è compreso tra 640°C e 650°C o se è maggiore di 650°C.

Nel primo caso comparirà una "Nota" che avvertirà della NON attendibilità della

ipotesi alla base del calcolo. Le celle di output che riportano la temperatura sulla superficie della lastra ad inizio tempra (R3) e il coefficiente medio necessario (R4) si coloreranno di rosso. Il calcolo verrà comunque eseguito.

Nel secondo caso un'altra "Nota" avvertirà del fatto che ci si trova in condizioni limite e le due celle si coloreranno di giallo. Il calcolo verrà comunque eseguito.

Nel terzo caso il calcolo sarà pienamente valido e le celle torneranno bianche.

### III.2.3.5. Riquadro R5

Cliccando sul tasto azzurro è possibile calcolare le prestazioni ottenibili da una ipotetica soffiante di tempra in termini di:

- 1) Coefficiente di scambio termico per convezione medio.
- 2) Uniformità di soffiaggio. E' il rapporto tra il coefficiente di scambio termico calcolato nel punto di impatto del getto con la lastra (impingement) e il coefficiente medio calcolato sulla lastra di cui al punto 1.

Dati di input necessari sono:

- Il diametro della sezione di uscita degli ugelli (D).
- La distanza tra sezione di uscita ugelli e superficie della lastra di vetro durante la fase di tempra (H).
- La spaziatura tra gli ugelli (S).
- La velocità dell'aria in uscita dagli ugelli (V).

Il parametro "Uniformità di tempra" fornisce una indicazione sull'uniformità del processo di raffreddamento della lastra di vetro ad opera dei getti di aria. Quanto più il suo valore è elevato, tanto più il raffreddamento della lastra di vetro è disuniforme, con un gradiente del coefficiente di convezione relativamente molto pronunciato: picchi di raffreddamento in corrispondenza delle zone di impatto dei getti con la lastra (impingement) e basso coefficiente di convezione nelle zone circostanti (vedi, ad esempio: elevata spaziatura tra gli ugelli). Valori caratteristici di questo parametro sono compresi tra 1,7 e 2,1. Allo stato attuale delle conoscenze NON è consigliabile, nel dimensionamento della soffiante, superare il valore limite di 2,1. Qualora, nel calcolo,

PROGRAMMA DI CALCOLO "SAUGE"

venisse superato questo valore la casella relativa si colorerà di giallo e una "Nota" avvertirà riguardo al superamento del limite consigliato.

Per dettagli riferirsi alle simulazioni relative alla tempratura del vetro.

III.2.4. PROGRAMMA 2

SAUGE: SOFFIANTI A UGELLI

**FORMA DEL VETRO E DIREZIONE DI OSCILLAZIONE**

**VETRO RETTANGOLARE**  **DIREZIONE DI OSCILLAZIONE**

LARGHEZZA (A)  m  A

LUNGHEZZA (B)  m  B

**VETRO TRAPEZOIDALE**  **C o D**

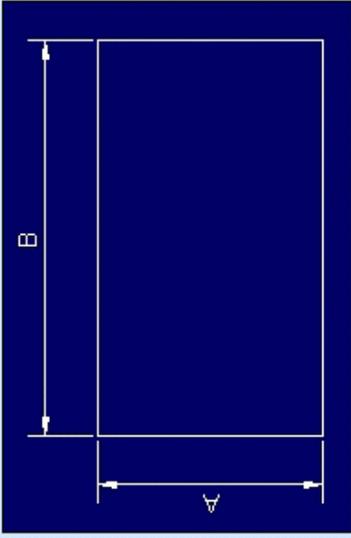
BASE MINORE (C)  m

BASE MAGGIORE (D)  m

ALTEZZA (E)  m  E

**VETRO CIRCOLARE**

DIAMETRO (F)  m



**VARIABILE COMUNE**

ENTITA' DELLA OSCILLAZIONE  mm

**CALCOLA**

NUMERO DI UGELLI NECESSARI

PORTATA D'ARIA NECESSARIA  m<sup>3</sup>/h

PREVALENZA  mm H<sub>2</sub>O

INFORMAZIONI

PULLSCI

Eseguito da: [giovanni.isopi@virgilio.it](mailto:giovanni.isopi@virgilio.it)

E' composto di un'unica parte. Cliccando sul tasto grande Blu sul quale è scritto "Calcola", è possibile ottenere il valore di:

- 1) Il numero di ugelli necessario a temprare una lastra di vetro di una certa forma
- 2) La portata di aria necessaria a temprare lo stesso vetro
- 3) La prevalenza necessaria all'interno della "cassa soffiante" (a monte degli ugelli), per ottenere un certo valore della velocità dell'aria in uscita dagli ugelli.

Non essendovi alcun risultato di simulazioni FEM dietro alle relazioni utilizzate per questo calcolo – la dipendenza tra ingresso e uscita è puramente geometrica o individuata da una relazione fisico-matematica nota – non sono stati imposti limiti ai valori inseribili nelle caselle di input. Unico limite riguarda la necessità di inserire un valore numerico positivo non nullo.

La parte dedicata agli Input, sulla sinistra della schermata, è suddivisa in due sezioni:

- La prima parte, "Forma del vetro e direzione di oscillazione", è dedicata alla immissione dei dati relativi alla forma ed alle dimensioni caratteristiche della lastra di vetro, ed alla direzione della oscillazione del vetro durante la fase di tempra.
- La seconda parte, "Variabile Comune", è dedicata all'unico input (Entità della oscillazione) che non varia in funzione della forma e delle dimensioni del vetro scelti.

In realtà vi sono altre variabili di ingresso comuni (che non variano in funzione della forma e delle dimensioni del vetro) necessarie per il calcolo. Esse sono però da inserire all'interno della schermata principale del programma ("Impostazione delle variabili di formatura e tempra").

#### **III.2.4.1. Input: Forma del vetro e direzione di scorrimento**

Cliccando sulla rispettiva opzione è possibile scegliere di trattare uno dei seguenti casi:

- 1) Vetro di forma rettangolare
- 2) Vetro di forma trapezoidale
- 3) Vetro di forma circolare

A seconda dell'opzione scelta sarà possibile inserire i valori delle dimensioni caratteristiche del vetro in questione:

- Lunghezza e Larghezza per vetro rettangolare.
- Base minore, base maggiore e altezza per vetro trapezoidale.
- Diametro, per vetro circolare.

Effettuata una scelta, gli input relativi alle due opzioni scartate vengono disabilitate.

Una figura nella parte destra della schermata è di ausilio nell'inserimento dei dati.

Per le opzioni relative a vetro rettangolare e trapezoidale è possibile scegliere una direzione di scorrimento del vetro durante la fase di tempra. Per vetro circolare, vista la particolare forma del vetro, non esiste tale opzione.

#### III.2.4.2. Input: Variabili comuni

Le variabili da inserire in questa parte sono necessarie a prescindere dalla forma del vetro considerata. Esse sono:

- Il diametro della sezione di uscita degli ugelli
- La spaziatura tra gli ugelli
- La velocità di uscita dell'aria dagli ugelli
- L'entità dello scorrimento del vetro in fase di tempra.

Le prime tre variabili DEVONO essere inserite in "Programma 1", Riquadro R5.

#### III.2.4.2. Output

Come già detto, gli output calcolati sono:

- 1) Il numero di ugelli necessario a temprare una lastra di vetro di una certa forma.
- 2) La portata di aria necessaria a temprare lo stesso vetro.
- 3) La prevalenza necessaria a monte degli ugelli, per ottenere un certo valore della velocità dell'aria in uscita dagli ugelli.

In particolare :

- 1) Il numero di ugelli necessario dipende:
  - Dalla forma e dimensioni del vetro.

- Dalla direzione di scorrimento.
  - Dalla entità dello scorrimento.
  - Dalla spaziatura tra gli ugelli.
- 2) La portata di aria necessaria dipende:
- Dal numero di ugelli necessario (e quindi dalle variabili da cui esso dipende).
  - Dalla velocità dell'aria in uscita dagli ugelli.
- 3) La prevalenza teorica necessaria dipende:
- Dalla velocità dell'aria in uscita dagli ugelli.

III.2.5. PROGRAMMA 3

SAUGE: SOFFIANTE A UGELLI RICONFIGURABILE
✕

FRECCIA MASSIMA  mm ?

ALTEZZA TOTALE GUIDA UGELLO (B)  mm ?

LUNHEZZA MINIMA TUBO UGELLO (A)

R1  mm

DISTANZA UGELLO - LASTRA  mm ?

DISTANZA UGELLO - PIANO AVANZAMENTO VETRO  mm ?

CORSA SOFFIANTE

R2  mm

SPORGENZA TERMINALE UGELLO DAL TUBO (D)  mm ?

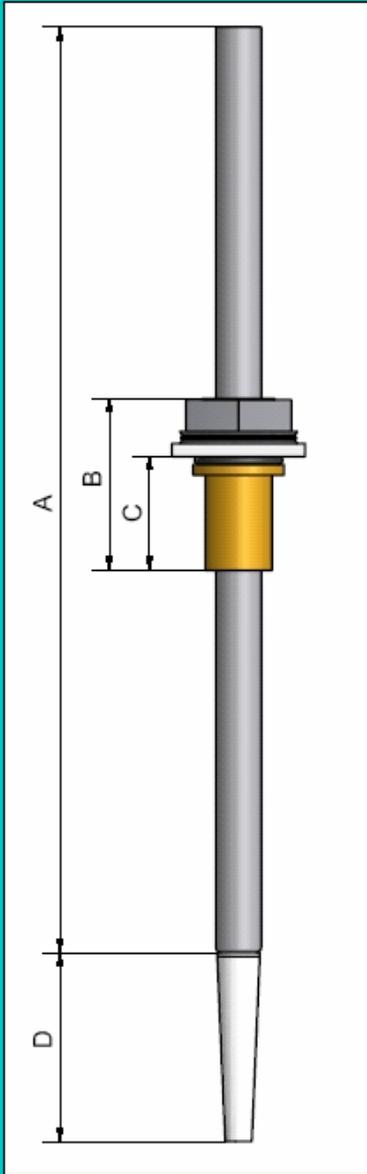
SPORGENZA GUIDA UGELLO DA PIASTRA SOFFIANTE (C)  mm ?

DISTANZA PIASTRA SOFFIANTE - PIANO VETRO

A RIPOSO  mm
IN TEMPRA  mm

R3

I  
N  
F  
Oi  
P



Eseguito da: [giovanni.isopi@virgilio.it](mailto:giovanni.isopi@virgilio.it)

Il programma fa riferimento al progetto della Soffiante Riconfigurabile.

E' suddiviso in tre riquadri denominati R1, R2 e R3.

Cliccando sul pulsante "?" relativo ad un parametro di ingresso è possibile averne il valore utilizzato nel progetto della Soffiante Riconfigurabile.

Tutti i valori di ingresso inseriti devono essere valori positivi maggiori di zero.

#### III.2.5.1. Riquadro R1

Cliccando sul tasto Blu è possibile calcolare la lunghezza minima del Tubo Ugello, indicata dalla quota **A** nella figura sulla destra della schermata, una volta dati:

- La freccia massima desiderata.
- L'altezza totale della Guida Ugello.

#### III.2.5.2. Riquadro R2

Cliccando sul tasto Blu è possibile calcolare la corsa della soffiante, ovvero il percorso di avvicinamento che il gruppo soffiante deve compiere verso il vetro per portarsi dalla posizione di riposo alla posizione di tempratura.

Input necessari sono:

- La freccia massima desiderata (Riquadro R1).
- La distanza Ugello – Lastra di vetro.
- La distanza Ugello – Piano di avanzamento del vetro.

#### III.2.5.3. Riquadro R3

Cliccando sul tasto Blu è possibile calcolare la distanza tra Piastra Soffiante e piano di avanzamento del vetro relativamente a:

- 1) La posizione di riposo della soffiante, prima dell'avvicinamento della stessa verso il vetro per la fase di tempratura
- 2) La posizione della soffiante durante la fase di tempratura.

Input necessari sono:

- La freccia massima desiderata (Riquadro R1).

PROGRAMMA DI CALCOLO "SAUGE"

- La distanza Ugello – Lastra di vetro (Riquadro R2).
- La distanza Ugello – Piano di avanzamento del vetro (Riquadro R2).
- La sporgenza del terminale Ugello dal Tubo.
- La sporgenza della Guida Ugello dalla Piastra Soffiante.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] *Anderson V.L., McLean R.A., Design of Experiments :A Realistic Approach, Marcel Dekker Inc., New York, U.S.A, 1974.*
- [2] *Baldi Giovanni: Corso di scienza e tecnologia dei vetri;*  
[http://spazioinwind.libero.it/giovann\\_baldi/](http://spazioinwind.libero.it/giovann_baldi/)
- [3] *Bardenhagen S.G., M.G. Stout, G.T. Gray, Three-dimensional, finite deformation, viscoplastic constitutive models for polymeric materials; Mechanics of Materials, Vol.25 (1997), 235-253.*
- [4] *Barsom J.M., Fracture of tempered glass, J. of the American Ceramic Society, U.S.A., Vol.51 (1968).*
- [5] *Bartenev G.M.: The Structure and Mechanical Properties of inorganic glasses; Wolters Noordhoff publishing, 1970.*
- [6] *Bathe Klaus Jurgen: Finite Element Procedures; Prentice Hall 2<sup>nd</sup> edition.*
- [7] *Beitelmal Abdlmonem H., Michel A. Saad, The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, Int. J. of Heat and Fluid Flow, Vol.21 (2000), 156-163.*
- [8] *Beltaos S., Oblique impingement of circular turbulent jets; J. Hydraulic Res., Vol.14 (1976), 17-36.*
- [9] *Bodner S.R., Y. Partom, Constitutive equations for elastic-viscoplastic strain hardening materials, J. of Applied Mechanics, Vol4 (1975), 385-389.*
- [10] *Bush Lance B., Unal R., Rowell L.F., Rehder J., Weight optimization of an aerobrake structural concept for a lunar transfer vehicle, Technical Paper Proposal (Dec.1992), NASA Langley Research Center, Hampton.*
- [11] *Cirillo Francesco, La rottura di lastre di vetro temprate uniformemente.*
- [12] *Colombo Giuseppe, Manuale dell'ingegnere; Milano, Hoepli.*
- [13] *Colucci D.W., Viskanta R., Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.13 (1996), 71-80.*
- [14] *Ferziger Joel H., Milovan Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer Verlag, 2001.*

- [15] *Fowlkes William Y., Clyde M. Creveling*: Engineering Methods for Robust Product Design; *Addison Wesley*, 2000.
- [16] *Gardon R.*, The Tempering of flat glass by forced convection, *VII Int. Cong. On Glass, Paper 79, London 1965*.
- [17] *Gardon R.*, Calculation of temperature distributions in glass plates undergoing heat treatment, *Journal of the American Ceramic Society, U.S.A., Vol.41 (1958)*.
- [18] *Gardon R.*, Study of the thermal history of glass plates during tempering, *Symposium sur la Fusion du Verre, Union Scientifique Continentale du verre, Bruxelles, 1958*.
- [19] *Gardon R., Cobonpue J.*, Heat transfer between a flat plate and jets of air impinging on it, *Int. Developments in Heat Transfer, Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Int. Heat Transfer Conference, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1962*.
- [20] *Gardon R., Akfirat J.C.*, The role of turbulence in determining the heat transfer characteristics of impinging jets. *Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.8 (1965), 1261, 1272*.
- [21] *Hollworth B.R., Dagan L.*, Arrays of impinging jets with spent fluid removal through vent holes on the target surface part 1: average heat transfer, *J. of Engineering Power, Vol.102 (1980), 994-999*.
- [22] *Hollworth B.R., Berry R.D.*, Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to-jet spacing, *ASME Paper No. 78-GT-117 (1978)*.
- [23] *Horst Loch, Krause Dieter*: Mathematical Simulation in Glass Technology; *Springer Verlag, 1st edition*.
- [24] *Hrycak P.*, Heat transfer from a row of impinging jets to concave cylindrical surfaces, *Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.24 (1981), 407-418*.
- [25] *Huber Aaron M., R. Viskanta*, Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1994, Vol. 37 No. 18, 2859-2869*.
- [26] *Huber Aaron M., R. Viskanta*, Comparison of convective heat transfer to perimeter and center jets in a confined, impinging array of axisymmetric air jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.37 No.18 (1994), 3025-3030*.
- [27] *Incropera Frank P., David P. DeWitt*, Fundamentals of Heat and Mass Transfer,

5<sup>th</sup> edition, John Wiley and Sons.

- [28] Jambunathan K., Button B.L., Review of heat transfer data for single circular jet impingement, *Int. J. of Heat Fluid Flow*, Vol.13 (1992), 106-115.
- [29] Jung-Yang San, Chih-Hao Huang, Impingement cooling of a confined circular air jet, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.40 (1997), 1355-1364.
- [30] Jung-Yang San, Mao-De Lai, Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.44 (2001), 3997-4007.
- [31] Kercher D.M., Tabakoff W., Heat transfer by a square array of round air jets impinging perpendicular to a flat surface including the effect of spent air, *ASME J. Eng. Power*, Vol.92 (1970), 73-82.
- [32] Knudsen J.D., D.L. Katz, Fluid dynamics and Heat Transfer, *Mc Graw Hill, New York*, 1958.
- [33] Livingood J.N.B., Hrycak P., Impingement heat transfer from turbulent air jets to flat plates – *A Literature Survey*, NASA TM X-2778, 1973.
- [34] Logan Daryl L., A First Course in the Finite Element Method using Algor, *Brooks/Cole Pub. Co*, 2000.
- [35] Lytle D., Webb B.W., Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.37 (1994), 1687, 1697.
- [36] Martin, H., Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces, in *Hartnett J.P. and T.F. Irvine, Jr., Eds., Advances in Heat Transfer*, Vol. 13, *Academic Press, New York*, 1977.
- [37] Mc Murray D.C., Myers P.S.; Uyehara O.A., Influence of impinging jet variables on local heat transfer coefficients along a flat surface with constant heat flux. *In: Proceedings of the Third International Heat Transfer Conference*, Vol.2, *Chicago IL*, 292-299.
- [38] Metzger D.E., Yamashita T., Jenkins C.W., Improvement cooling of concave surfaces with lines of circular air jets, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol.91 (1969), 149-158.
- [39] Montgomery Douglas C.: Design and Analysis of Experiments; *J. Wiley 5<sup>th</sup> edition*.
- [40] Patankar S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *Mc Graw Hill*, 1980.

- [41] *Popiel C.Ż., Bogusławski L., Mass or heat transfer in impinging single, round jets emitted by a bell-shaped nozzle and sharp-edged orifice, in Heat Transfer 1986, C.L. Tien, V.P. Carey, Ferrell J.K., Eds., Vol.3, 1187-1192, Hemisphere, Washington DC, 1986.*
- [42] *Pukelsheim F., Optimal Design of Experiments, John Wiley & Sons, New York, U.S.A., 1993.*
- [43] *Saint-Gobain Glass: Manuale del vetro; Edizione 2000.*
- [44] *Saripalli K.R., Visualization of multijet impingement flow, AIAA J., Vol.21, (4) (1983), 483-484.*
- [45] *Shadlesky P.S., Stagnation point heat transfer for jet impingement to a plane surface, AIAA J., Vol.21 (1983), 1214-1215.*
- [46] *Sparrow E.M., Lovell B.J., Heat transfer characteristics of an oblique impinging circular jet. J. of Heat Transfer, Vol.102 (1980), 202-209.*
- [47] *Spyrakos Constantine C.: Finite Element Modelling in Engineering Practice.*
- [48] *Taguchi G., Konishi S., Taguchi methods, orthogonal arrays and linear graphs, American supplier Inst., Inc., c.1987.*
- [49] *Phadke, Madhav S., Quality engineering using robust design, Prentice Hall, 1989.*
- [50] *Ullmanns encyclopedia of industrial chemistry; executive editor Wolfgang Gerhartz, editor Barbara Elvers.*
- [51] *Versteeg H.K., Malalasekera W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Addison-Wesley Pub. Co, (1996).*
- [52] *Wu F. Jeff, Michael Hamada: Experiments: Planning, Analysis and Parameter Design Optimization ; Wiley - Interscience 1<sup>st</sup> edition, 2000.*
- [53] *Yan X., Saniei N., Heat Transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate, Int. J. of Heat and Fluid Flow, Vol.18 (1997), 591-599.*
- [54] *Zienkiewicz O.C.: The Finite Element Method; 3<sup>rd</sup> Edition, Mc Graw Hill Book.*