


Stefano Cristofanelli  
UNIVERSITÀ DI PISA



PROGETTO DI UN ASSORBITORE  
D'URTO PER MONOPOSTO DI  
FORMULA SAE

Tesi di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica

1343  
Anno Accademico 2007-2008



UNIVERSITÁ DI PISA  
Facoltá di Ingegneria

RELAZIONE PER IL CONSEGUIMENTO DELLA LAUREA  
SPECIALISTICA IN INGEGNERIA MECCANICA

***“Progetto di un assorbitore d’urto per  
monoposto di Formula SAE”***

I RELATORI

IL CANDIDATO

Prof. Ing. *Leonardo Bertini*  
Dipartimento di *Ingegneria*  
*Meccanica, Nucleare e*  
*della Produzione*

*Stefano Cristofanelli*

Ing. *Francesco Frendo*  
Dipartimento di *Ingegneria*  
*Meccanica, Nucleare e*  
*della Produzione*

Anno Accademico 2007-2008

## **Sommario**

Oggetto del presente lavoro è il progetto di un assorbitore d'urto per una monoposto di Formula SAE. Tale struttura è stata realizzata in sandwich di honeycomb, e verificata strutturalmente tramite simulazione numerica con software LS-DYNA. È stata ottimizzata in modo da ottenere le prestazioni richieste dal regolamento della SAE al minimo peso. Si rende infine possibile affiancare lo studio sperimentale dell'honeycomb a quello numerico, onde migliorare la comprensione del suo comportamento.

## **Abstract**

The aim of this study is the design of an impact attenuator for a Formula SAE car. This element is made of honeycomb sandwich, and structurally analysed by numerical simulation with LS-DYNA. It has been optimized so that performances, required by Formula SAE rules, are achieved with minimal weight. Moreover, it is possible to join experimental tests and numerical analysis on honeycomb, in order to better understand its behavior.

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	La Formula SAE . . . . .	1
1.2	L'assorbitore d'urto . . . . .	2
1.2.1	Specifiche tecniche . . . . .	3
1.2.2	Prestazioni richieste . . . . .	4
1.3	Brevi cenni sull'energia . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Meccanica dei materiali: cenni</b>	<b>7</b>
2.1	La curva $\sigma - \varepsilon$ . . . . .	7
2.2	Comportamento meccanico . . . . .	8
2.2.1	La tensione . . . . .	9
2.2.2	La deformazione . . . . .	11
2.2.3	Energia immagazzinata in una struttura . . . . .	12
2.3	Matrici di rigidezza e cedevolezza . . . . .	13
2.4	La plasticità . . . . .	15
2.4.1	Legge di snervamento . . . . .	16
2.4.2	La legge di incrudimento . . . . .	17
2.4.3	Legge di flusso plastico . . . . .	19
2.5	La rottura . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Il sandwich di honeycomb</b>	<b>23</b>
3.1	I compositi: un cenno . . . . .	23
3.1.1	Comportamento anisotropo . . . . .	23
3.1.2	La lamina composita . . . . .	25

3.2	La geometria del sandwich . . . . .	28
3.3	I metodi produttivi . . . . .	29
3.3.1	Metodo ad espansione . . . . .	29
3.3.2	Processo corrugato . . . . .	30
3.3.3	Considerazioni sui processi produttivi . . . . .	31
3.3.4	Incollaggio . . . . .	32
3.4	Comportamento in compressione . . . . .	33
3.5	Il sandwich a base di AA5052 . . . . .	35
3.6	Honeycomb in LS-DYNA . . . . .	37
<b>4</b>	<b>L'assorbitore</b>	<b>40</b>
4.1	Geometria finale del crash-box . . . . .	41
4.1.1	Guidare l'instabilità . . . . .	41
4.1.2	Urti fuori asse . . . . .	43
4.1.3	Collegamento alla paratia frontale . . . . .	44
4.1.4	Lastre frontali . . . . .	45
4.2	Simulazione dell'impatto . . . . .	45
4.2.1	Semplificazioni sui materiali . . . . .	45
4.2.2	Semplificazioni sulla geometria . . . . .	47
4.2.3	Semplificazioni sull'assemblaggio . . . . .	48
4.2.4	Semplificazioni sul contatto . . . . .	49
4.2.5	Gli elementi usati . . . . .	50
4.3	Risultati . . . . .	51
<b>A</b>	<b>Schizzo del crash-box</b>	<b>56</b>
<b>B</b>	<b>Frammenti di simulazione</b>	<b>57</b>
<b>C</b>	<b>Compressione dell'honeycomb</b>	<b>58</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>61</b>

# Elenco delle figure

1.1	Esempio di vettura di Formula SAE . . . . .	3
1.2	Moto uniforme . . . . .	5
2.1	Curva tensione-deformazione di AA6082 . . . . .	8
2.2	Superficie sollecitata . . . . .	9
2.3	Cubetto di Cauchy . . . . .	10
2.4	Deformazioni . . . . .	12
2.5	Cicli di carico-scarico . . . . .	17
2.6	Cerchi di Mohr . . . . .	18
2.7	Incrudimento isotropo . . . . .	18
2.8	Incrudimento cinematico . . . . .	19
3.1	Elemento di lamina . . . . .	25
3.2	Elemento tagliato . . . . .	26
3.3	Struttura del sandwich . . . . .	28
3.4	Metodo di espansione . . . . .	29
3.5	Espansione del blocco HOBE . . . . .	30
3.6	Processo corrugato . . . . .	31
3.7	Utensili per il taglio dell'honeycomb . . . . .	31
3.8	Pareti doppie e raggi di raccordo . . . . .	32
3.9	Strato di adesivo . . . . .	32
3.10	Curva forza-spostamento in compressione . . . . .	34
3.11	Curva pressione-deformazione . . . . .	36
3.12	Direzioni di riferimento dell'ortotropo honeycomb . . . . .	37

3.13	Spezzata della compressione in direzione aa . . . . .	38
3.14	Honeycomb in trazione . . . . .	39
4.1	Geometria a guscio . . . . .	40
4.2	Instabilità delle pareti . . . . .	41
4.3	Assorbitore . . . . .	42
4.4	Lastre di innesco . . . . .	42
4.5	Giunto a L . . . . .	44
4.6	Curva bilineare . . . . .	47
4.7	Geometria rappresentata . . . . .	48
4.8	Attacco fra lastre e pelle . . . . .	49
4.9	Accelerazione con attenuatore di 300 mm . . . . .	53
4.10	Accelerazione con attenuatore di 350 mm . . . . .	53
4.11	Accelerazione con attenuatore di 400 mm . . . . .	54
4.12	Spostamento con attenuatore di 300 mm . . . . .	54
4.13	Spostamento con attenuatore di 300 mm . . . . .	55
4.14	Spostamento con attenuatore di 300 mm . . . . .	55
A.1	Disegno dell'attenuatore . . . . .	56
B.1	Simulazione dell'urto . . . . .	57
C.1	Frazione di cella . . . . .	58
C.2	Frammenti di deformata . . . . .	59
C.3	Curva tensione-deformazione simulata . . . . .	59

# Elenco delle tabelle

1.1	Prove . . . . .	2
3.1	Proprietà del AA5052 . . . . .	36
3.2	Dimensioni della cella . . . . .	36
3.3	Moduli di rigidezza dell'honeycomb . . . . .	37
3.4	Punti della spezzata . . . . .	39
4.1	Proprietà del AA5005 . . . . .	43



# Capitolo 1

## Introduzione

### 1.1 La Formula SAE

La Formula SAE (**S**ociety for **A**utomotive **E**ngineering) è una competizione per studenti che si impegnano a concepire, progettare e fabbricare una monoposto stile-formula con cui partecipare ai campionati del circuito SAE. Le restrizioni imposte dal regolamento a telaio e motore sono volte a stimolare le conoscenze, la creatività e l'immaginazione dei partecipanti. Le auto sono costruite in team nell'arco di un anno e sono impegnate nella competizione cui partecipano circa 120 veicoli. La valutazione dei giudici e i risultati delle prove in pista decideranno la migliore vettura del circuito.

L'auto deve presentare elevate prestazioni in termini di accelerazione, frenata e maneggevolezza. Inoltre, dovrebbe essere esteticamente piacevole. Il costo complessivo dovrebbe essere minore di 25000\$. Ogni progetto verrà attentamente valutato dai giudici, onde verificarne la qualità e la conformità al regolamento. Le auto sono giudicate in una serie di prove statiche e dinamiche che includono ispezioni tecniche, analisi dei costi, prove di prestazione assoluta, prove di endurance. Ad ogni prova è assegnato un punteggio massimo ottenibile, riportato in tab. 1.1.

Tipo di prova	Prova	Punteggio
Prove statiche	Presentazione	75
	Progetto	150
	Analisi costi	100
Prove dinamiche	Skid-Pad	50
	Accelerazione	75
	Autocross	150
	Economia consumi	50
	Endurance	350
Totale punti		1000

Tabella 1.1: Prove

## 1.2 L'assorbitore d'urto

Oggetto di questo lavoro è il progetto dell'assorbitore d'urto per la monoposto (fig. 1.1) di Formula SAE con cui l'Università di Pisa intende concorrere nel 2008.

L'assorbitore (o crash-box o attenuatore d'urto) un sistema di sicurezza passiva volto a proteggere il pilota in caso di impatto con un ostacolo. Più precisamente, esso si incarica di assorbire l'energia cinetica del complesso vettura-pilota. Contemporaneamente garantisce un'accelerazione media della vettura, durante l'urto, inferiore a un limite prestabilito. L'energia deve essere assorbita gradualmente e interamente dalla struttura. Gradualmente onde assicurare una decelerazione sufficientemente bassa in ogni istante, interamente onde evitare che il telaio (o addirittura il pilota) arrivi in contatto con l'ostacolo. La parola chiave è quindi "assorbimento di energia".



Figura 1.1: Esempio di vettura di Formula SAE

### 1.2.1 Specifiche tecniche

Il regolamento [14] della competizione impone limiti dimensionali e costruttivi sull'assorbitore, e ne definisce le prestazioni minime. In elenco si riportano i vincoli progettuali, per cui l'assorbitore deve essere:

- installato anteriormente e direttamente alla paratia frontale del telaio;
- lungo almeno 200 mm e orientato nella direzione di marcia;
- alto almeno 100 mm e largo almeno 200 mm per una distanza minima di 200 mm dalla paratia;
- tale da non poter penetrare la paratia in caso di urto;
- attaccato a una piastra di spessore di almeno 1,5 mm (se di acciaio) o 4 mm (se di alluminio), in caso sia costruito con honeycomb o schiuma.

Inoltre la piastra deve essere della stessa dimensione della paratia e saldata o imbullonata ad essa. Se imbullonata, con almeno 4 viti M8 di grado 8.8.

Una costruzione che non segua queste direttive richiede una "Structural Equivalency Form", ossia deve dimostrare di essere strutturalmente equivalente a un progetto realizzato rispettando tali indicazioni.

### 1.2.2 Prestazioni richieste

Al crash-box si richiede di decelerare un veicolo di 300 kg che viaggia a 7 m/s (in direzione longitudinale all'asse maggiore dell'assorbitore) e impatta una barriera ferma. La barriera deve essere rigida. La decelerazione del veicolo (supponendone trascurabile la deformazione durante l'urto) deve essere in media inferiore a 20 g. La verifica dell'attenuatore deve essere svolta tramite prove sperimentali e/o simulazione numerica.

## 1.3 Brevi cenni sull'energia

Si consideri un corpo, per semplicità supposto rigido, in moto nello spazio. A questo corpo si può associare un'energia definita come la quantità di lavoro necessaria a portare il corpo nella sua configurazione attuale, meno la quantità di lavoro spesa nel superamento di eventuali forze dissipative (attrito viscoso, coulombiano ecc.). In formule:

$$L_a^b = \int_a^b \mathbf{F} d\mathbf{s} \quad (1.1)$$

dove:

$L_a^b$  lavoro compiuto da  $a$  a  $b$

$\mathbf{F}$  vettore forza

$\mathbf{s}$  vettore spostamento

Il lavoro compiuto può essere visto come la somma di più contributi:

$$L = mgh_G + \frac{1}{2}mv_G^2 + \frac{1}{2}I\omega_G^2 + R \quad (1.2)$$

dove:



Figura 1.2: Moto uniforme

- $L$  lavoro compiuto sul corpo, m/s;
- $m$  massa del corpo, kg;
- $g$  modulo dell'accelerazione di gravità,  $m/s^2$ ;
- $h_G$  altezza iniziale del baricentro del corpo, m/s;
- $v_G$  modulo della velocità iniziale del baricentro del corpo, m/s;
- $I_G$  momento d'inerzia del corpo, calcolato rispetto a un asse passante per il baricentro e parallelo al vettore velocità angolare,  $kgm^4$ ;
- $\omega$  modulo della velocità angolare del corpo, rad/s;
- $R$  lavoro dissipato per attrito, J.

Il primo contributo a secondo membro è l'energia potenziale, ossia il lavoro compiuto dalla gravità su un corpo in moto verticale. Il secondo contributo è l'energia cinetica traslazionale, dovuta alla velocità posseduta dal baricentro del corpo. Il terzo elemento è l'energia cinetica rotazionale del corpo, dovuta alla rotazione attorno a un determinato asse baricentrico. Il quarto contributo identifica il lavoro dissipato, sotto forma di calore, da eventuali forze di attrito.

Si consideri adesso una vettura in moto rettilineo uniforme (fig. 1.2, condizione di moto compatibile con un urto frontale). Questa composta da organi e elementi differenti, accomunati da una stessa velocità  $V_x$ . A questa si possono sovrapporre, all'occorrenza, altre componenti

di velocità. Tuttavia, il contributo di energia maggiore è dato dall'energia cinetica totale associata al moto longitudinale del veicolo; infatti organi di massa elevata (il telaio e il motore, ad esempio) sono dotati solo di tale componente e costituiscono gran parte della massa della vettura. Si trascurano di conseguenza contributi quali, ad esempio, l'energia cinetica associata alla velocità del pistone lungo l'asse del cilindro, alla velocità di rotazione dell'albero motore e così via. Infine si può scrivere:

$$L = \frac{1}{2}mv_G^2 \quad (1.3)$$

Andando ad analizzare più a fondo questa formula, nel caso semplificato di moto unidirezionale, si verifica che:

$$L_a^b = \int_a^b F ds = \int_a^b m\dot{s}ds = \int_a^b m\ddot{s}dt \quad (1.4)$$

in cui:

$s$  spostamento, m;

$\dot{s}$  velocità, m/s;

$\ddot{s}$  accelerazione, m/s<sup>2</sup>;

$t$  tempo, s;

È quindi chiaro il legame fra accelerazione, velocità ed energia.

Si può quindi stimare la quantità di energia che deve essere assorbita dall'attenuatore in base alle prestazioni richieste (par. 1.2.2). Trascurando la massa del crash-box, e secondo (1.3), si ottiene un'energia pari a 7350 J.

Il crash-box deve poter immagazzinare almeno 7350 J. Questo processo si attua grazie alla deformazione del materiale che accumula parte del lavoro come energia interna e parte la disperde sotto forma di calore.

# Capitolo 2

## Meccanica dei materiali: cenni

### 2.1 La curva $\sigma - \varepsilon$

L'assorbimento di energia da parte della struttura avviene grazie alla plasticizzazione di parte del suo volume.

Si prenda in tale proposito una curva tensione-deformazione di un provino in lega leggera (fig. 2.1) sollecitato in condizioni quasi-statiche, ossia in equilibrio termodinamico. Si nota un tratto lineare crescente molto ripido e un tratto curvo con andamento crescente-decrescente. Il primo tratto identifica il comportamento elastico del materiale, il secondo ne identifica il comportamento plastico. Se il provino è sollecitato entro il campo lineare, una volta rimosso il carico la sua geometria torna a essere quella iniziale. Si ha quindi la restituzione completa (perdite per isteresi sono trascurabili) del lavoro precedentemente compiuto dal carico esterno. Al contrario, se il corpo è sollecitato all'interno della seconda zona, alla rimozione del carico si verifica una deformazione plastica residua (tanto maggiore quanto più si è deformato l'elemento), indice del fatto che parte del lavoro speso per deformare il materiale è rimasta accumulata al suo interno. Si deve quindi

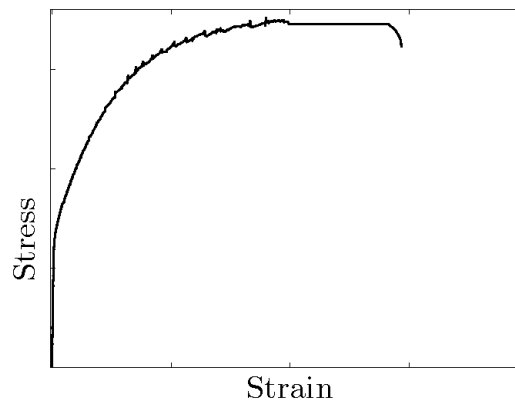


Figura 2.1: Curva tensione-deformazione di AA6082

sfruttare il materiale in questo secondo tratto (eventualmente fino alla rottura) per massimizzare l'assorbimento di energia.

## 2.2 Comportamento meccanico

Si supponga di vincolare un solido di qualsivoglia geometria. Se lo si sollecita, esso reagisce al carico esterno e cerca di mantenere la propria forma. Questo accade perchè il carico perturba il preesistente equilibrio fra gli atomi costituenti il corpo e legati da forze elettromagnetiche conservative. Un nuovo equilibrio è creato tramite la deformazione del corpo e la nascita di sollecitazioni interne tese a riportare il corpo alla sua forma originaria. Infatti, la condizione di corpo scarico è quella a minor energia interna del sistema, e quindi quella privilegiata da qualsiasi sistema termodinamico. Caricare un corpo vuol dire compiere lavoro su di esso e incrementare la sua energia interna. Si precisa che non si può sollecitare un elemento senza compiervi lavoro. Tornando a (1.1) si nota che assenza di lavoro in un corpo caricato si tradurrebbe in assenza di spostamento del punto di applicazione del carico (nella direzione del carico). Questo vorrebbe dire avere un materiale infinitamente rigido, ed è impossibile. Inoltre, il lavoro del carico sul corpo deve essere positivo, pena la violazione del secondo



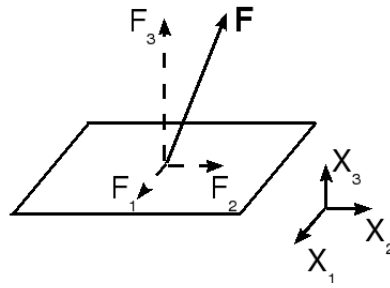


Figura 2.2: Superficie sollecitata

principio della termodinamica.

### 2.2.1 La tensione

Si consideri ora una superficie sollecitata (fig. 2.2). Il carico può essere scomposto secondo una terna cartesiana. Dividendo ciascuna componente per l'area della superficie, si ottengono i valori medi della pressione (o tensione) normale e tangenziale (che ha due componenti) alla superficie. In formule:

$$\langle \sigma \rangle_i = \frac{F_i}{A} \quad (2.1)$$

dove:

$\langle \sigma \rangle_i$  generica componente media della tensione;

$F_i$  generica componente della forza;

$i$  componente 1, 2, 3;

$A$  area della superficie.

Se  $A$  fosse molto piccolo, le tensioni medie approssimerebbero bene quelle puntuali, quindi:

$$\sigma_i = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{F_i}{A} \quad (2.2)$$

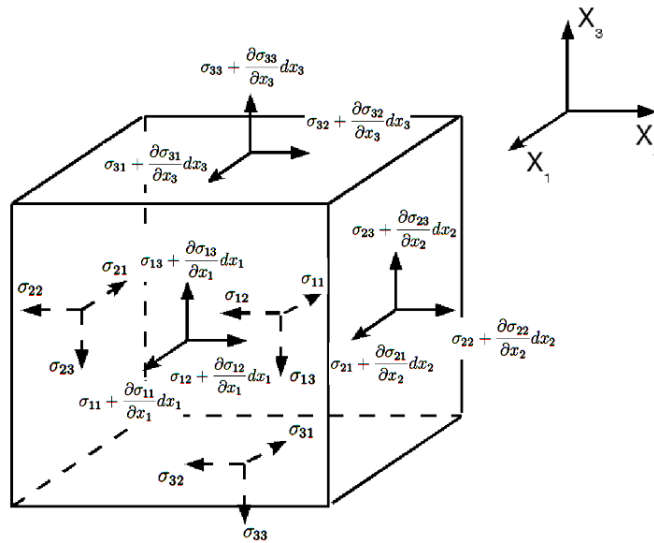


Figura 2.3: Cubetto di Cauchy

La tensione puntuale è  $\sigma_i$ .

Applicando lo stesso ragionamento a un elementino cubico (cubo di Cauchy, fig. 2.3) si ottiene:

$$\sigma_{ij} = \lim_{A_i \rightarrow 0} \frac{F_{ij}}{A_i} \quad (2.3)$$

dove:

$i, j$  componente 1, 2, 3 e tale che  $i \neq j$ .

Supponendo che la tensione non vari molto fra facce opposte del cubo (fig. 2.3), e applicando le equazioni cardinali all'elemento:

$$\frac{\partial \sigma_{ii}}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + \frac{\partial \sigma_{ki}}{\partial x_k} + X_i = \rho a_i \quad (2.4a)$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} \quad (2.4b)$$

dove:

$\rho$  densità

$a_i$  componente generica dell'accelerazione del volume

$X_i$  componente generica della forza risultante di volume

$x_i$  asse cartesiano generico;

$i, j, k$  componente 1, 2, 3 e tale che  $i \neq j \neq k$ .

Le equazioni ricavate sono assolutamente indipendenti dal materiale. È ora possibile raccogliere le tensioni in una matrice (2.5) detta “tensore di Cauchy”. Questa descrive la sollecitazione in un punto e secondo un determinato sistema cartesiano. Quest'ultimo può essere cambiato applicando le note regole dell'algebra lineare.

$$\begin{pmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{pmatrix} = \mathbf{S} \quad (2.5)$$

### 2.2.2 La deformazione

Si prenda un quadrato e lo si deformi (fig. 2.4). Si è quindi applicato un campo di spostamenti ai punti del quadrato. Supponendo di mantenersi entro spostamenti e deformazioni piccoli (molto minori dell'unità) si possono approssimare i seni con i propri angoli e i coseni con l'unità. Si definiscono le deformazioni sviluppando in serie di Taylor le funzioni spostamento, e troncando al primo ordine:

$$\varepsilon_{ii} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (2.6a)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.6b)$$

dove  $i \neq j$  e:

$u_i$  componente generica dello spostamento;

$x_i$  asse cartesiano generico.

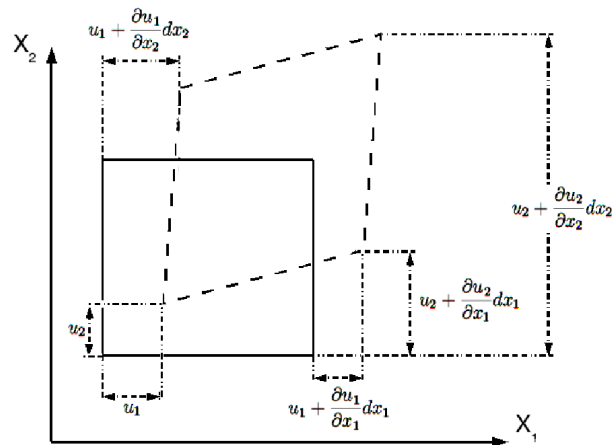


Figura 2.4: Deformazioni

La (2.6a) indica la deformazione assiali (o normali) e la (2.6b) quelle angolari (o di taglio). Si può definire anche una matrice (2.7) di deformazione detta “tensore delle piccole deformazioni”:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{pmatrix} = \mathbf{D} \quad (2.7)$$

Il fattore  $\frac{1}{2}$  sulle deformazioni angolari serve a rendere la matrice  $\mathbf{D}$  un tensore. Anche  $\mathbf{D}$  è simmetrica. Si noti infine che da tre componenti di spostamento, si ottengono sei componenti di deformazione. Ciò comporta che un tensore deve godere di determinate caratteristiche per rappresentare uno stato di deformazione. In particolare, le  $\varepsilon_{ij}$  devono, integrate nello spazio, dare un campo di spostamenti univocamente determinato e indipendente dal percorso di integrazione. Queste sono dette *condizioni di compatibilità*.

### 2.2.3 Energia immagazzinata in una struttura

Si legano ora tensioni e deformazioni, così da esplicitare il legame fra lavoro compiuto sulla struttura e il suo stato interno. È sufficiente

calcolare il lavoro immesso nel cubetto di Cauchy (2.3):

$$L = \int_V \sum_{i,j} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} dx_i dx_j dx_k = \int_V \sum_{i,j} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} dV \quad (2.8)$$

dove:

$V$  volume del cubetto;

$i, j, k$  componente 1, 2, 3.

## 2.3 Matrici di rigidezza e cedevolezza

Fin qui si è compreso come una struttura possa immagazzinare il lavoro cedutogli dai carichi esterni. La descrizione data è esatta finchè si rispettano le condizioni di piccole deformazioni e piccoli spostamenti. Questo significa rimanere in campo elastico-lineare (par. 2.1).

Si cerca ora il legame fra tensione e deformazione, o meglio fra  $\mathbf{S}$  e  $\mathbf{D}$ . Questa relazione, funzione del materiale, può esprimersi in due modi:

$$\sigma_{ij} = \sum_{k,l} k_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.9a)$$

$$\varepsilon_{ij} = \sum_{k,l} f_{ijkl} \sigma_{kl} \quad (2.9b)$$

dove:

$k_{ijkl}$  generico coefficiente di rigidezza;

$f_{ijkl}$  generico coefficiente di cedevolezza.

I pedici variano fra 1, 2 e 3. I coefficienti  $k_{ijkl}$  danno la matrice di rigidezza ( $\mathbf{K}$ , d'ora in avanti ci si riferirà solo a questa, per brevità), i  $f_{ijkl}$  quella di cedevolezza ( $\mathbf{F}$ ). Entrambe le matrici (non riportate, per brevità) sono tensori di ordine quattro poichè si parte dall'assunto che una qualsiasi componente di tensione non nulla possa generare

tutte le possibili componenti deformative. La simmetria di  $\mathbf{S}$  e  $\mathbf{D}$  e considerazioni di tipo energetico (non riportate) impongono:

$$k_{ijkl} = k_{jikl} = k_{ijlk} = k_{klij} \dots \quad (2.10)$$

e riducono il numero di coefficienti indipendenti da 81 a 21. Dunque, un materiale in campo elastico con comportamento massimamente anisotropo è descritto da 21 costanti fra loro differenti. Un materiale che presenti (come nelle celle cristalline cubiche) tre direzioni coordinate equivalenti mostra che:

$$k_{ijij} = k_{klkl} \quad (2.11)$$

e, dato che una tensione  $\sigma_{ij}$  può provocare solo  $\varepsilon_{ij}$  senza violare la simmetria cubica, si ottiene che solamente:

$$k_{ijij} \neq 0 \quad (2.12)$$

Infine, se il materiale è isotropo:

$$k_{1212} = \frac{1}{2} (k_{1111} - k_{1122}) \quad (2.13)$$

e le costanti che lo descrivono sono solo due (a scelta fra il modulo di Young, di Poisson e di rigidezza torsionale). Quindi:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}. \quad (2.14)$$

dove:

$E$  modulo di Young;

$G$  modulo di rigidezza torsionale;

$\nu$  modulo di Poisson.

I materiali metallici non lavorati per deformazione plastica sono isotropi e omogenei (su scala macroscopica).

## 2.4 La plasticità

Una volta passato il tratto lineare della curva  $\sigma - \varepsilon$  (fig. 2.1) si entra in campo plastico. Il materiale, scaricato, non torna alla geometria iniziale, quindi non restituisce tutto il lavoro cedutogli. Parte di quell'energia è rimasta immagazzinata al suo interno, contribuendo agli scorrimenti relativi dei piani cristallini e generando calore. Si analizza nel seguito il comportamento del materiale in campo plastico, ossia oltre lo snervamento.

Lo snervamento è il punto in cui il materiale perde il comportamento elastico. Si verifica quando la tensione raggiunge il valore detto *di snervamento*,  $\sigma_{ys}$ . Proseguendo nel carico, si perdono le caratteristiche di linearità e reversibilità della deformazione. Cambia ora la definizione delle  $\varepsilon_{ij}$ , scindibili in un contributo elastico e uno plastico:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e - \varepsilon_{ij}^p \quad (2.15)$$

dove:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ij}^e & \text{ contributo elastico;} \\ \varepsilon_{ij}^p & \text{ contributo plastico.} \end{aligned}$$

Sarebbe inoltre comodo poter definire il legame fra tensione e deformazione usando la curva  $\sigma - \varepsilon$  (fig. 2.1) di sollecitazione monoassiale. Tuttavia, le sollecitazioni reali spesso implicano multiassialità. Si deve allora ricondurre il caso multiassiale al monoassiale. Questa operazione comporta l'uso di valori di tensione e deformazione *equivalenti*, così definiti:

$$\sigma_{eq,VM}^2 = \left\{ \frac{1}{2} \left[ (\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 \right] + 3 (\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2) \right\} \quad (2.16a)$$

$$\sigma_{eq,Tr}^2 = \left\{ \frac{1}{2} \left[ (\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 \right] + 4 (\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2) \right\} \quad (2.16b)$$

$$d\varepsilon_{eq}^2 = \frac{4}{9} \left\{ \frac{1}{2} \left[ (d\varepsilon_{11} - d\varepsilon_{22})^2 + (d\varepsilon_{22} - d\varepsilon_{33})^2 + (d\varepsilon_{33} - d\varepsilon_{11})^2 \right] + 3 (d\varepsilon_{12}^2 + d\varepsilon_{13}^2 + d\varepsilon_{23}^2) \right\} \quad (2.16c)$$

dove:

$\sigma_{eq,VM}$  tensione equivalente secondo Von Mises;

$\sigma_{eq,Tr}$  tensione equivalente secondo Tresca;

$\varepsilon_{eq}$  incremento deformativo equivalente.

Si sfrutta un tensore di incremento di deformazione. Non è più possibile, infatti usare un tensore di deformazione, poichè ora la deformazione è non lineare e dipendente dalla storia di carico. Da ciò segue la difficoltà di studiare i fenomeni di deformazione profonda senza l'ausilio di strumenti di calcolo.

Le considerazioni fatte finora si possono riassumere in tre leggi necessarie a descrivere il compostamento e lo stato di un materiale in campo plastico:

1. legge di snervamento;
2. legge di incrudimento;
3. legge di flusso plastico.

### 2.4.1 Legge di snervamento

Definisce quando il materiale è in campo plastico. Si supponga di trazione oltre il limite elastico un provino cilindrico. Incrementando il



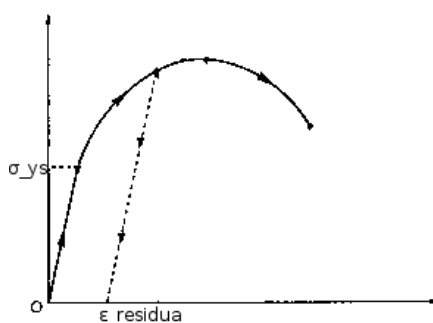


Figura 2.5: Cicli di carico-scarico

carico lo si incrudisce. Se si rimuove la trazione, il provino percorre una retta parallela al tratto elastico, mostrando quindi una deformazione residua (fig. 2.5). Ricaricato, il provino si muoverà seguendo il percorso di scarico precedente, dunque con un tratto elastico più lungo rispetto al primo ciclo di carico. Si raggiungerà lo snervamento a una tensione  $\sigma'_{ys} > \sigma_{ys}$ . La legge di snervamento definisce quando il materiale oltrepassa il comportamento elastico.

Le leggi di snervamento più utilizzate per i metalli sono la legge di Tresca (per materiali con snervamento manifesto) e quella di Von Mises (per materiali con snervamento non ben definito). I cerchi di Mohr (fig. 2.6) aiutano a visualizzare bene i due criteri. Il criterio di Tresca definisce lo snervamento quando il raggio del cerchio massimo è pari alla tensione di snervamento (2.16b). Per Von Mises lo snervamento si manifesta quando il raggio del cerchio è  $\sqrt{\frac{2}{3}}$  volte la tensione di snervamento (2.16a). Von Mises dà dunque un criterio meno cautelativo rispetto a Tresca. Infine, se  $\sigma_{eq} = \sigma_{ys}$  il materiale è snervato.

### 2.4.2 La legge di incrudimento

La legge di incrudimento stabilisce come varia il luogo di snervamento (ellisse di Von Mises o esagono di Tresca, a seconda del criterio di snervamento scelto). Le leggi principali sono due: incrudimento isotropo e incrudimento cinematico.

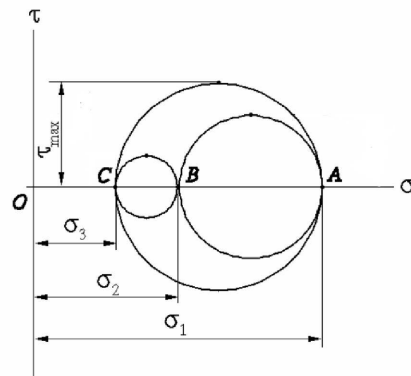


Figura 2.6: Cerchi di Mohr

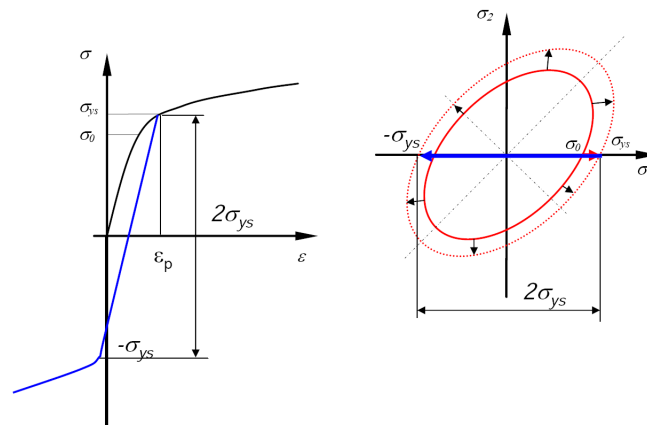


Figura 2.7: Incrudimento isotropo

Il primo (fig. 2.7) è descritto da un'espansione omotetica del luogo di snervamento. Dunque, in un ipotetico ciclo simmetrico di trazione-compressione in campo plastico, la tensione di snervamento in compressione è uguale alla tensione massima precedentemente raggiunta in trazione. Non viene dunque modellato l'effetto Baushinger. L'incrudimento cinematico (fig. 2.8) prevede la traslazione del luogo di snervamento secondo un vettore dipendente dalla storia di carico. Ripetendo la prova di carico trazione-compressione, lo snervamento in compressione si manifesta per un carico inferiore alla tensione mas-

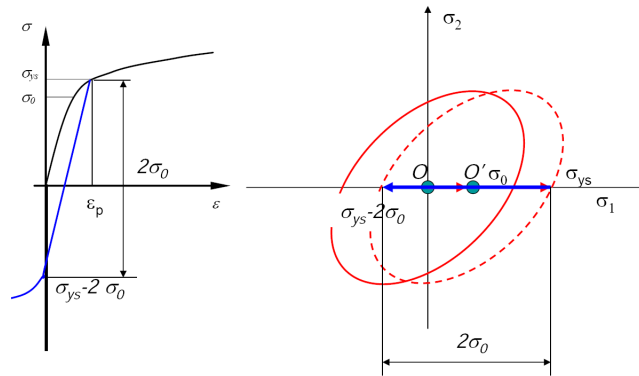


Figura 2.8: Incrudimento cinematico

sima raggiunta in trazione. È quindi modellato l'effetto Baushinger. La seconda legge è più precisa ma computazionalmente più onerosa. La reale legge di incrudimento di un metallo è, generalmente, una combinazione delle due descritte.

### 2.4.3 Legge di flusso plastico

La legge di flusso definisce se il carico incrementa la sollecitazione del punto in esame o lo scarica in campo elastico. Questa legge, detta legge di Prandtl-Reuss, parte dall'assunto che la deformazione plastica sia dovuta solo alle tensioni di taglio, e che il volume resti costante in campo plastico (lo scorrimento di piani cristallini non varia il volume totale). In formule:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \sigma'_{ij} dc \quad (2.17)$$

dove:

$\sigma'_{ij}$  componente deviatorica di  $\mathbf{S}$ ;

$c$  fattore di proporzionalità.

Con stato di tensione uniassiale  $\sigma'_{11} = \frac{2}{3}\sigma_{eq}$ , dunque si può risolvere (2.17):

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{3}{2} \frac{d\varepsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \sigma'_{ij} \quad (2.18)$$

Si ottiene  $\varepsilon_{eq}^p$  dalla (2.16c) sostituendo  $d\varepsilon_{ij}^p$  a  $d\varepsilon_{ij}$ . Si conclude che  $dc = \frac{3}{2} \frac{d\varepsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}}$ ;  $dc$  è quindi funzione della deformazione,  $\frac{d\varepsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}}$  è ricavato sperimentalmente. Se si esplicita  $d\varepsilon_{11}^p$ :

$$d\varepsilon_{11}^p = \frac{d\varepsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \left[ \sigma_{11} - \frac{1}{2} (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \right] \quad (2.19)$$

si può notare la presenza di un fattore  $\frac{1}{2}$ . Questo viene dalla conservazione del volume, che impone  $\nu = \frac{1}{2}$ .

## 2.5 La rottura

La rottura si raggiunge per eccessiva deformazione del materiale. Si può presentare in due modalità: fragile o duttile. Nel primo caso non si apprezza deformazione plastica prima del cedimento, che avviene improvvisamente e in modo non arrestabile. La rottura duttile presenta deformazione plastica e, appena prima della frattura, una localizzazione della deformazione in un volume ristretto del corpo. Proseguendo nel carico, è lì che si localizza la rottura. È un fenomeno non catastrofico, che consente, in teoria, di arrestare l'applicazione del carico in campo plastico prima del cedimento. La rottura di un componente è generalmente una combinazione dei due tipi descritti.

I fattori che determinano la modalità di cedimento sono:

1. lo stato di sollecitazione;
2. concentrazione delle tensioni;
3. velocità di applicazione del carico;
4. temperatura;
5. inquinamento della lega.

Uno stato di sollecitazione con basse tensioni di taglio limiterà lo snervamento e promuoverà un comportamento fragile. Dunque, uno stato

di tensione triassiale ha un effetto infragilente.

La presenza di intagli, soprattutto se acuti, genera nel volume di materiale adiacente l'intaglio uno stato di tensione multiassiale, nonostante lo stato di tensione del resto dell'elemento non sia tale (ad esempio, un provino cilindrico per trazione intagliato). Intagli acuti incentivano la rottura fragile.

Un carico applicato rapidamente favorirà una rottura fragile. Infatti, da un punto di vista cristallografico un carico impulsivo non permette il moto di dislocazioni, e quindi lo scorrimento di piano cristallini e la plasticizzazione. A livello tensionale, le onde d'urto che si generano incrementano la tensione in zone localizzate della struttura e favoriscono un comportamento fragile.

Una bassa temperatura favorisce un comportamento fragile, poichè diminuisce l'energia interna a disposizione della struttura e la mobilità delle dislocazioni. A livello strutturale, si può vedere il materiale solido come un fluido ad alta viscosità, che decresce con la temperatura. L'incremento di viscosità limita lo scorrimento interno del materiale e quindi le sue capacità plastiche.

Infine, l'inquinamento di una lega da parte di sostanze quali idrogeno, zolfo, silicio, che generano microvuoti o composti molto duri favorisce una rottura fragile. Infatti, microvuoti e composti duri costituiscono zone di concentrazione e triassialità delle tensioni.

La rottura si verifica, in una prova di trazione di provino cilindrico, appena dopo la strizione. La strizione è il punto di massimo della curva  $\sigma - \varepsilon$  ingegneristica, in cui:

$$\frac{dF}{d\varepsilon_{11}} = 0 \quad (2.20)$$

dove  $F$  è la forza di trazione. Approssimando la curva tensione-deformazione vera con una funzione esponenziale del tipo  $\sigma_{11} = C\varepsilon_{11}^n$

( $C$  è una costante e  $n$  è il coefficiente di incrudimento), si ottiene:

$$\sigma_{eq} = C\varepsilon_{eq}^n \quad (2.21)$$

e quindi  $F = \sigma_{11}A$ , dove  $A$  è l'area del provino. Noto che  $\varepsilon_{11} = \ln \frac{A_0}{A}$  ( $A_0$  è l'area iniziale), si sostituisce 2.21 in 2.20 e si ottiene:

$$\frac{d\sigma_{11}}{d\varepsilon_{11}} = \sigma_{11} \quad (2.22)$$

Si può quindi, in casi semplici, stimare quando avviene la rottura noti  $n$  e  $C$  (da prove sperimentali).

# Capitolo 3

## Il sandwich di honeycomb

### 3.1 I compositi: un cenno

I compositi sono strutture formate da elementi differenti, allo scopo di ottenere un materiale che unisca i pregi dei costituenti. Non sono quindi omogenei. Si può considerare composito una qualsiasi struttura formata da più costituenti non miscibili fra loro. I compositi sono generalmente formati da una matrice e da un materiale di riempimento. La matrice garantisce coesione e protezione al rinforzo, il quale a sua volta provvede a fornire elevate prestazioni in termini di resistenza e rigidità. La geometria e la disposizione spaziale del rinforzo danno specifiche proprietà alla struttura, ma soprattutto la rendono anisotropa.

#### 3.1.1 Comportamento anisotropo

La forma e disposizione del riempitivo fa sì che il composito abbia delle direzioni e delle configurazioni privilegiate di carico, lungo le quali manifesta prestazioni particolarmente elevate. Si possono descrivere le proprietà della struttura omogeneizzandola e vedendola come un solido anisotropo. A tal fine, si parta dalla trattazione di par. 2.2 e si considerino le matrici di tensione e deformazione. Data la loro

simmetria, possono essere riportate ad un vettore di sei componenti, quindi:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{pmatrix} \quad e \quad \begin{pmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{31} \\ 2\varepsilon_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

A questo punto, è possibile definire le matrici di rigidezza e deformabilità come in par. 2.3, e saranno simmetriche di dimensione 6. Prendendo a riferimento la matrice di rigidezza ( $\mathbf{C}$ , 3.2), il suo generico indice  $c_{ij}$  definisce l'accoppiamento fra  $\sigma_i$  e  $\varepsilon_j$ , e si verificano accoppiamenti fra tensioni di taglio e deformazioni assiali, e viceversa. Si noti che, così definite, le  $c_{ij}$  non sono quantità tensoriali. Si è già mostrato (par. 2.3) come un solido massimamente anisotropo sia definito da 21 costanti elastiche. Per i materiali di uso pratico il numero di costanti si riduce a non più di 9. I materiali più utilizzati sono ortotropi (con tre piani ortogonali di simmetria elastica) e ortotropi-trasversalmente isotropi (isotropi su un piano). La matrice di rigidezza  $\mathbf{C}$  di un ortotropo è così definita:

$$\begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & 0 & 0 & 0 \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{pmatrix} = \mathbf{C} \quad (3.2)$$

Si può dimostrare che i termini fuori diagonale valgono  $c_{ij} = c_{ji} = \frac{E_i}{\nu_{ij}} = \frac{E_j}{\nu_{ji}}$ , mentre i termini sulla diagonale valgono  $c_{11} = E_{11}$ ,  $c_{22} = E_{22}$ ,  $c_{33} = E_{33}$ ,  $c_{44} = G_{12}$ ,  $c_{55} = G_{23}$ ,  $c_{66} = G_{31}$ . La matrice di un ortotropo-trasversalmente isotropo presenta  $c_{11} = c_{22}$  e  $c_{44} = c_{55}$ .



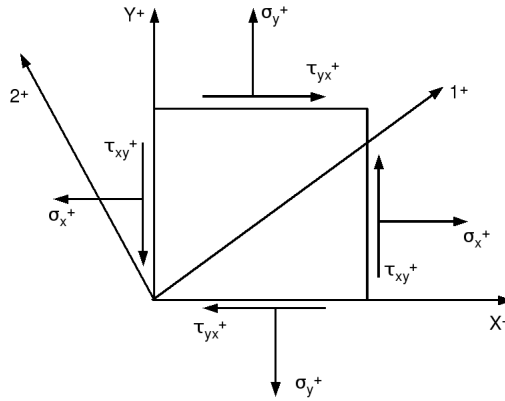


Figura 3.1: Elemento di lamina

I compositi sono generalmente usati in forma laminare, ed ogni laminato è composto da più lamine. La disposizione del rinforzo all'interno di ogni lamina causa la nascita di accoppiamenti misti fra sollecitazioni membranali e deformazioni flessionali, e viceversa.

### 3.1.2 La lamina composita

Le lamine sono studiate come solidi bidimensionali in cui una dimensione è molto minore delle altre due, a loro volta dello stesso ordine di grandezza. Si consideri un elemento di lamina (fig. 3.1) di altezza  $h$ . Si supponga di eseguire un taglio dell'elemento (fig. 3.2) e se ne studi l'equilibrio. Si ottiene:

$$\sigma_1 = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy}(2 \sin \theta \cos \theta) \quad (3.3a)$$

$$\sigma_2 = \sigma_x \sin^2 \theta + \sigma_y \cos^2 \theta - \tau_{xy}(2 \sin \theta \cos \theta) \quad (3.3b)$$

$$\tau_{12} = (\sigma_y - \sigma_x)(\sin \theta \cos \theta) + \tau_{xy}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (3.3c)$$

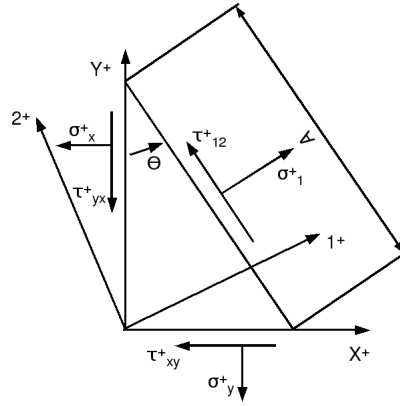


Figura 3.2: Elemento tagliato

Si può quindi scrivere:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} = [\mathbf{T}] \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad e \quad \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \frac{1}{2}\gamma_{12} \end{pmatrix} = [\mathbf{T}] \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \frac{1}{2}\gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

e la matrice  $\mathbf{T}$  è una matrice di rotazione:

$$\begin{pmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 2 \sin \theta \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -2 \sin \theta \cos \theta \\ -\sin \theta \cos \theta & \sin \theta \cos \theta & (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \end{pmatrix} = \mathbf{T} \quad (3.5)$$

Si possono legare tensioni e deformazioni tramite il tensore di rigidezza  $\mathbf{Q}$  della lamina, facendo uso della teoria classica di piastre e gusci. La teoria impone  $\sigma_3 = \sigma_z = \varepsilon_3 = \varepsilon_z = \tau_{xz} = \tau_{xy} = \tau_{13} = \tau_{23} = 0$  e la validità della legge di Kirchoff-Law. Si ottiene:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q_{11} & q_{12} & 0 \\ q_{12} & q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 2q_{66} \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

dove:

$$q_{11} = \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (3.7a)$$

$$q_{22} = \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (3.7b)$$

$$q_{12} = q_{21} = \frac{\nu_{21}E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{12}E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (3.7c)$$

$$q_{66} = G_{12} \quad (3.7d)$$

In un sistema di riferimento generico la matrice  $\mathbf{Q}$  è piena e differisce da lamina a lamina. Per comprendere e quantificare il comportamento complessivo del laminato si deve integrare nello spessore di tutto il laminato il campo di tensioni e deformazioni, fermo restando il principio di continuità delle deformazioni nel passaggio da una lamina alla successiva. Il risultato di questa operazione fornisce i carichi (per unità di linea) membranali e flessionali agenti sul composito. Questi si legano poi con le deformazioni e le curvature del laminato tramite una matrice  $\mathbf{L}$  propria del laminato:

$$\begin{pmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 2a_{16} & b_{11} & b_{12} & 2b_{16} \\ a_{12} & a_{22} & 2a_{26} & b_{12} & b_{22} & 2b_{26} \\ a_{16} & a_{26} & 2a_{66} & b_{16} & b_{26} & 2b_{66} \\ b_{11} & b_{12} & 2b_{16} & d_{11} & d_{12} & 2d_{16} \\ b_{12} & b_{22} & 2b_{26} & d_{12} & d_{22} & 2d_{26} \\ b_{16} & b_{26} & 2b_{66} & d_{16} & d_{26} & 2d_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \frac{1}{2}\kappa_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

I termini  $a_{ij}$  mostrano l'accoppiamento fra sollecitazioni e deformazioni membranali; i termini  $b_{ij}$  accoppiano sia sollecitazioni membranali e curvature, sia momenti e deformazioni membranali; infine i termini  $d_{ij}$  accoppiano momenti e curvature.

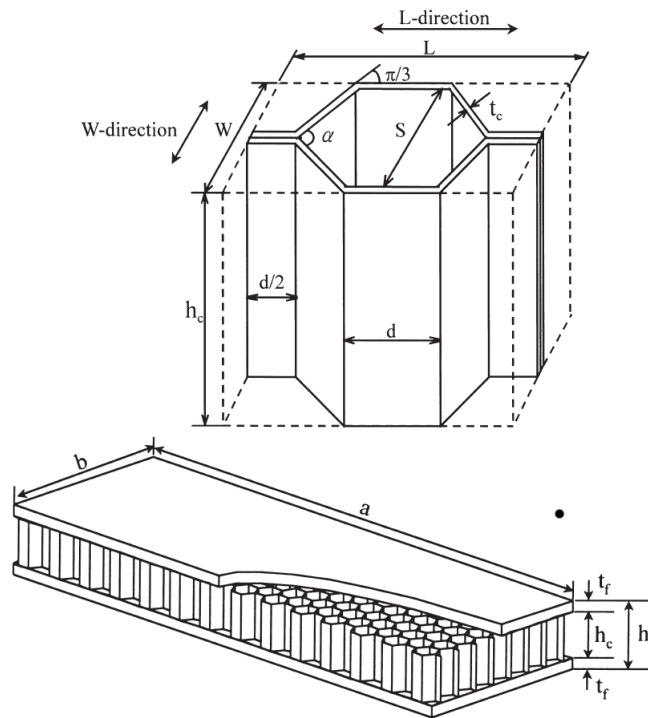


Figura 3.3: Struttura del sandwich

## 3.2 La geometria del sandwich

L'honeycomb è una struttura composta ortotropa-trasversalmente isotropa, sviluppata per garantire elevati rapporti resistenza-peso e rigidità-peso. Ha molte applicazioni in campo automobilistico e aerospaziale. Lo si trova generalmente sotto forma di “sandwich”, ossia delimitato da due lastre metalliche cui è incollato tramite adesivo. Una caratteristica che rende il nucleo del sandwich molto interessante è la sua capacità di assorbire elevate quantità di energia meccanica, in particolare modo se compresso lungo l'asse delle celle.

Il sandwich si può suddividere in tre componenti fondamentali: le pelli esterne, il nucleo honeycomb e l'adesivo che li collega (fig. 3.3). L'honeycomb si presenta come un insieme di prismi esagonali retti, ciascuno dei quali condivide una parete con altri sei che lo circondano. In

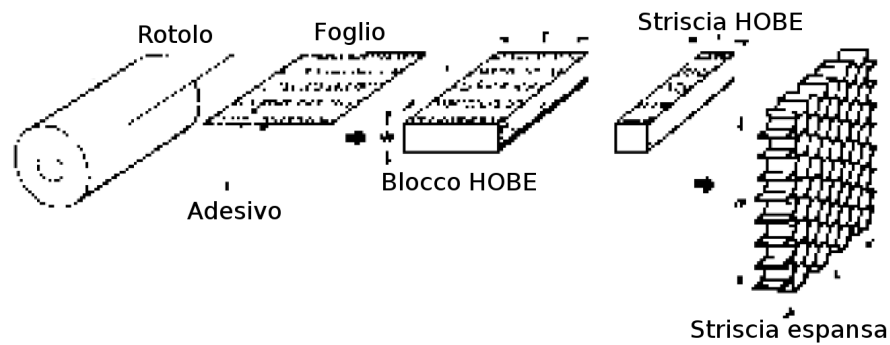


Figura 3.4: Metodo di espansione

particolare, si nota la presenza di pareti di spessore doppio rispetto alle altre e raggi di raccordo fra le pareti della cella (come illustrato successivamente). L'honeycomb è racchiuso da due lastre metalliche (di spessore generalmente esiguo) che gli conferiscono rigidità flessionale e nel piano.

### 3.3 I metodi produttivi

L'honeycomb è generato principalmente con metodo di espansione [10]. Tuttavia, il processo più comune per nido d'ape ad alta densità è il processo corrugato [10].

#### 3.3.1 Metodo ad espansione

Il metodo di espansione (fig. 3.4) comincia dall'impilamento di sottilissimi fogli di materiale base. Questi sono precedentemente preparati con la stampa di linee di nodi adesivi. Questi nodi sono necessari a unire ciascun foglio con quello impilato successivamente. Le linee adesive sono trattate termicamente e incollano i fogli. Si ottiene così un blocco HOBE (**H**Oneycomb **B**efore **E**xpansion, fig. 3.5). Questo blocco viene espanso e genera la struttura a celle esagonali. Per ottenere i

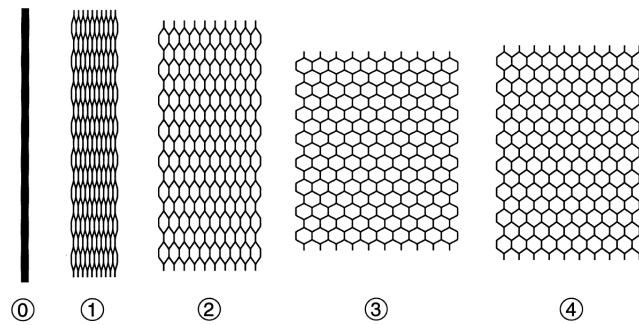


Figura 3.5: Espansione del blocco HOBE

pannelli dell'altezza richiesta, si taglia il blocco espanso a strisce, ognuna delle quali ha una larghezza pari all'altezza della cella necessaria. All'occorrenza, il taglio può essere effettuato prima dell'espansione. In tal caso, le strisce possono essere sottoespanso fino a formare una sezione diamantata a sei lati, o superespanso fino a ottenere celle quasi rettangolari, a seconda dell'applicazione finale. Si conclude la lavorazione tagliando i fogli espansi fino a ottenere larghezza e profondità del pannello volute.

### 3.3.2 Processo corrugato

Il processo corrugato (3.6) parte dal foglio di materiale base che viene "corrugato" a formare delle semi-celle esagonali. Il foglio passa attraverso due rulli controrotanti appositamente conformati e viene deformato fino a diventare una striscia di semi-esagoni. Viene applicato l'adesivo sulle facce esagonali parallele alla superficie originaria del foglio. Si sovrappongono fogli così lavorati in modo da formare la struttura a nido d'ape, e successivamente si trattano termicamente i nodi adesivi. La struttura honeycomb è completa, e la si porta a misura con le operazioni di taglio precedente delineate. Il taglio viene effettuato tramite i normali strumenti della tecnologia meccanica (fig. 3.7).

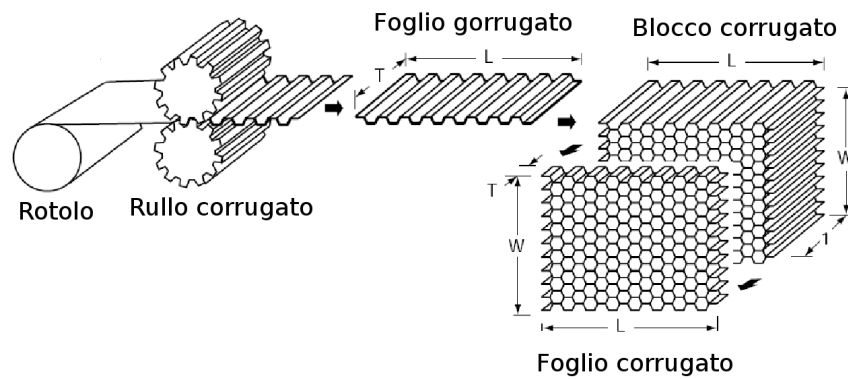


Figura 3.6: Processo corrugato

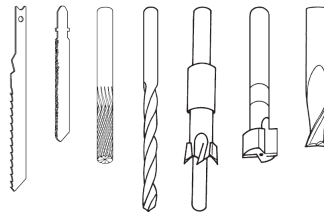


Figura 3.7: Utensili per il taglio dell'honeycomb

### 3.3.3 Considerazioni sui processi produttivi

Si può notare come la struttura non sia un esagono regolare. Infatti, in ogni cella le pareti che, dopo la lavorazione, restano parallele al foglio iniziale hanno spessore doppio rispetto alle altre (fig. 3.8). Questo genera un comportamento nel piano leggermente anisotropo. Inoltre, la struttura esagonale presenta dei raggi di raccordo dovuti alle operazioni di espansione e piegatura (fig. 3.8). Un difetto importante è generato dalle operazioni di taglio. Se eseguite con i metodi della classica lavorazione meccanica danneggiano le celle adiacenti il percorso dell'utensile. Questo comporta [1] una degradazione delle proprietà meccaniche della struttura. Un taglio con tecnologia laser, ad esempio, consentirebbe di conservare intatte le capacità del composito.

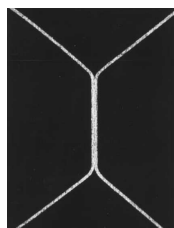


Figura 3.8: Pareti doppie e raggi di raccordo

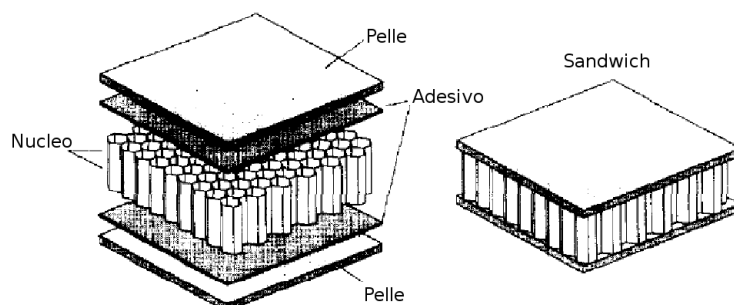


Figura 3.9: Strato di adesivo

### 3.3.4 Incollaggio

La produzione del sandwich è completata dall'aggiunta delle pelli esterne. Queste sono incollate [12] al nucleo con una resina epossidica (fig. 3.9) previa pulizia e preparazione accurata delle superfici. La superficie da incollare deve essere pulita, abrasa e lavata con solvente. Successivamente si applica uno strato di adesivo e la pelle viene accostata all'honeycomb. Si pone il tutto in autoclave, e si applica una pressione sulle pelli. Contemporaneamente si impone un andamento di temperatura trapezoidale nel tempo, dipendente dalla resina e dal materiale base. Completato il raffreddamento, il pannello è pronto all'uso. L'incollaggio garantisce buone prestazioni meccaniche del sandwich, ma vi è la possibilità di incollaggio solo parziale in pannelli curvi, dovuto al mismatch fra la superficie del nucleo e quella delle pelli.



### 3.4 Comportamento in compressione

La proprietà di maggior interesse si manifesta comprimendo il sandwich lungo l'asse delle celle, e solo questa verrà analizzata. È infatti in questa condizione che la struttura presenta la maggior capacità di assorbire energia. Una prova di compressione (basata su MIL-STD-401, [10]) richiede una compressione a velocità costante di  $0.5 \cdot 10^{-3} \text{m/s}$ . Si ricavano poi le curve forza-spostamento (una tipica curva in fig. 3.10) e tensione deformazione (dalla prima curva, dividendo la forza per l'area e lo spostamento per l'altezza iniziale del provino).

Si osservi la fig. 3.10 come fosse una curva tensione-deformazione. Si nota come un comportamento elastico-lineare iniziale del provino culmini in un picco di tensione (*bare compressive strength*) seguito da una brusca perdita di capacità portante, che si assesta su una zona di plateau. In questa zona la tensione oscilla attorno a un valore medio detto *crush-strength*, fino a deformazioni elevate. Successivamente, si presenta un nuovo incremento di tensione dovuto al compattamento dell'honeycomb, che tende a comportarsi come un solido pieno. Si può verificare sperimentalmente [2] che ad ogni tratto discendente sulla zona di plateau corrisponde la formazione di due nuove cerniere plastiche, mentre a ogni tratto ascendente corrisponde la chiusura di due cerniere. Si verifica inoltre che la formazione delle cerniere parte dalla superficie del nucleo a contatto con la pelle in movimento [2]. Altre caratteristiche notevoli nel grafico sono l'ampiezza della zona di plateau, detta *stroke* e l'ascissa a cui si verifica la tensione di picco (*bare distance*). Si fa notare che la presenza del picco può essere annullata, se necessario, mediante pre-compressione del sandwich oltre il campo elastico. Non bisogna trascurare, fra le grandezze necessarie a descrivere il sandwich, la densità del nucleo. Questa è definita come il rapporto fra la massa del nucleo e il volume del parallelepipedo che

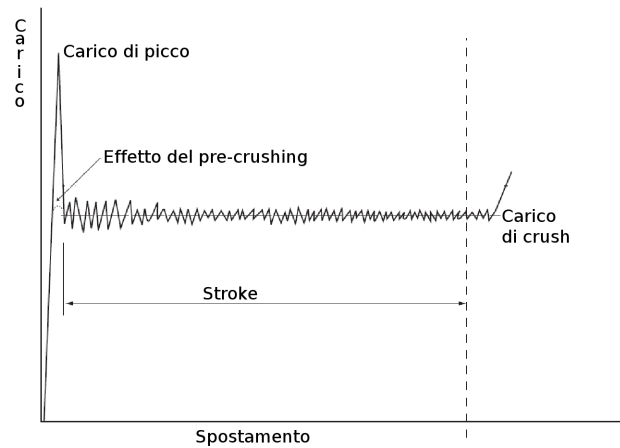


Figura 3.10: Curva forza-spostamento in compressione

lo circoscrive. La densità varia in genere fra 50 e 80 kg/m<sup>3</sup> e vale:

$$\rho_h = \frac{8t_h\rho_h}{3\sqrt{3}d} \quad (3.9)$$

dove:

$\rho_h$  densità del nido d'ape, kg/m<sup>3</sup>

Gli altri simboli assumono il significato esplicito in fig. 3.3.

L'energia assorbita è proporzionale alla crush-strength. Si deve a Wierzbicki [13] la quantificazione di questa grandezza:

$$S_c = 16,56S_0 \left( \frac{t_c}{S} \right)^{\frac{5}{3}} \quad (3.10)$$

in cui:

$S_c$  crush-strength, MPa

$S_0$  tensione di flusso del metallo base, MPa

$S_c$ , come mostrato in [2, 8], è proporzionale alla velocità di applicazione del carico. Questo fa sì che la struttura migliori le proprie prestazioni in condizioni dinamiche e ne promuove ulteriormente l'utilizzo in

presenza di carichi d'urto. La ragione di questo comportamento non è ancora ben chiara, ma le cause più probabili sono:

1. effetti da rateo di deformazione;
2. riscaldamento e aumento di pressione dell'aria accumulata nelle celle;
3. effetti dinamici.

In effetti, ratei di deformazione elevati tenderebbero a generare un aumento del carico di rottura nell'alluminio. Tuttavia, le leghe di alluminio sono molto poco sensibili a fenomeni di strain-rate, a meno di non imporre ratei di deformazioni molto elevati (qualche centinaio di  $s^{-1}$ ). Lo strain-rate non giustifica dunque, da solo, l'aumento di prestazioni.

Dell'aria imprigionata all'interno del sandwich è inevitabile. Questa, durante la deformazione, si riscalda e incrementa la propria pressione. Alcuni ricercatori [3] hanno però mostrato che questo fenomeno non può aumentare la crush-strength del pannello fino a fargli raggiungere la resistenza sperimentalmente rilevabile. L'aria migliora quindi le capacità di carico del pannello, ma non oltre il 20% circa dell'incremento rilevato.

Infine, maggior credito si dà agli effetti micro-inerziali [4] che si generano nel materiale in seguito alle elevate accelerazioni imposte alle pareti delle celle. Tuttavia questi effetti, sebbene accreditati come i maggiori responsabili del guadagno prestazionale, non sono ancora ben compresi.

### **3.5 Il sandwich a base di AA5052**

Si è studiato il comportamento di sandwich con pelli e nucleo entrambi costituiti da AA5052. Le proprietà principali di questa lega sono riportate in tab. 3.1. Si riportano i risultati delle prove di compressione

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$E$ (GPa)	$\nu$	$\sigma_{ys}$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\varepsilon_{max}$
2700	70	0,3	193	228	0,12

Tabella 3.1: Proprietà del AA5052

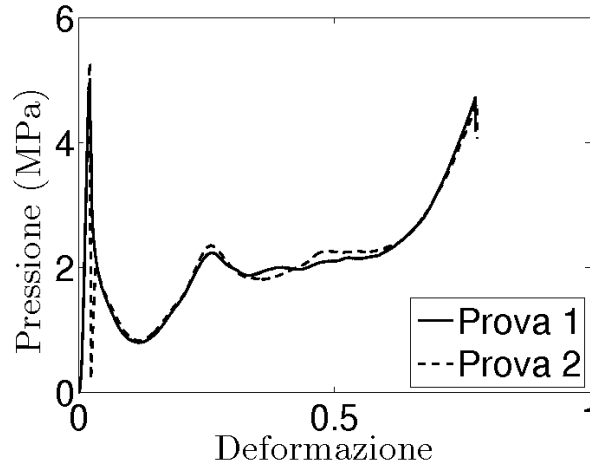


Figura 3.11: Curva pressione-deformazione

eseguite secondo la normativa MIL-STD-401 [10]. Sono state eseguite due prove, dalle quali si sono estrapolate le curve forza-spostamento e tensione-deformazione (in fig. 3.11). Nell'attenuatore si userà sandwich pre-compresso, quindi la tensione di picco non sarà effettivamente presente. Si riportano di seguito le dimensioni della cella (tab. 3.2, con riferimento a fig. 3.3) e i moduli di rigidezza in campo elastico dell'honeycomb (tab. 3.3, con riferimento a fig. 3.12).

h	$h_c$	$t_f$	S	$\alpha$	$t_c$	d
mm	mm	mm	mm		mm	mm
13	12	0,5	6,35	120	0,05	3,67

Tabella 3.2: Dimensioni della cella

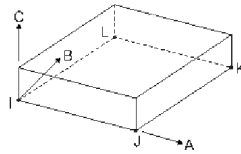


Figura 3.12: Direzioni di riferimento dell'ortotropo honeycomb

Ingresso	Valore
Tensione di snervamento a compattamento	193 MPa
Volume relativo a compattamento	0,167
Coefficiente di viscosità	0,5
$E_{aa}$	300 MPa
$E_{bb}$	300 MPa
$E_{cc}$	965 MPa
$G_{ab}$	205 MPa
$G_{bc}$	455 MPa
$G_{ca}$	371 MPa

Tabella 3.3: Moduli di rigidezza dell'honeycomb

### 3.6 Honeycomb in LS-DYNA

Il solutore esplicito LS-DYNA dispone di un modello di materiale pre-costruito denominato **HONEY** e atto a descrivere il comportamento del nido d'ape. Sono richiesti dei parametri di ingresso (tab. 3.3, con riferimento a fig. 3.12) al modello, parametri che ne descrivono il comportamento in campo elastico e plastico. È un modello utilizzabile solo con elementi solidi e in analisi esplicite. Per quanto riguarda le caratteristiche plastiche nel piano, si sono utilizzati valori proporzionali con fattore 0,03 alla caratteristica di compressione precedentemente descritta. Questa approssimazione è stata fatta grazie a simulazioni precedentemente e grazie a [3].

Sono inoltre richieste le curve in campo plastico:

1. curva tensione-deformazione in direzione aa;
2. curva tensione-deformazione in direzione bb;

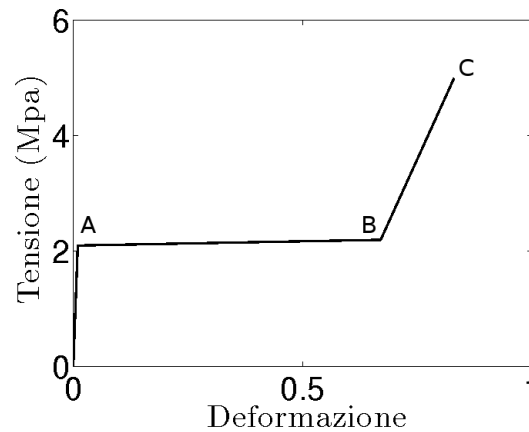


Figura 3.13: Spezzata della compressione in direzione aa

3. curva tensione-deformazione in direzione cc;
4. curva snervamento a taglio-deformazione;
5. curva tensione-deformazione in direzione ab;
6. curva tensione-deformazione in direzione bc;
7. curva tensione-deformazione in direzione ca;
8. curva del rateo di deformazione.

Queste curve sono definite come spezzate che approssimano l'andamento della grandezza desiderata. Ogni spezzata rappresenta la crescita fino al plateau e la zona di compattamento, con tensione crescente. Si mostra in fig. 3.13 la spezzata che rappresenta la compressione in direzione cc, dato che quella nelle direzioni aa e bb sono proporzionali (secondo il fattore 0,03) alla prima. Non è stata rappresentata una curva del rateo di deformazione, dato che le velocità di deformazione non sono molto elevate in gran parte del volume dei pannelli, data la velocità di impatto bassa (7 m/s) e per i motivi precedentemente delineati. Si tabulano (tab. 3.4) i punti A, B e C che descrivono la spezzata. Il plateau conserva una lieve pendenza, necessaria al soft-

Punto	Ascissa	Ordinata
A	0,01	2,1
B	0,67	2,2
C	0,83	5

Tabella 3.4: Punti della spezzata

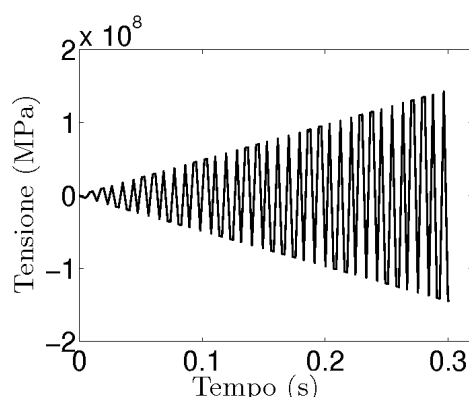


Figura 3.14: Honeycomb in trazione

ware per raggiungere la convergenza. Il valore della crush-strength è calcolato mediando la tensione da ascissa nulla all'ascissa in cui comincia a compattarsi il materiale. Questa seconda ascissa corrisponde al punto che, dopo il plateau, ha il valore uguale al massimo presente nella zona piatta. La pendenza iniziale coincide con il modulo elastico del provino non compresso. Il tratto finale è dato dalla connessione fra il punto del plateau sopracitato e l'ultimo punto della curva reale. Superata la deformazione del punto C il materiale è considerato completamente compattato e assume la rigidezza dell'alluminio di base. Si è notato che il modello **HONEY** non presenta rigidezza in trazione lungo nessuno degli assi principali dell'elemento solido. Sono state effettuate delle simulazioni su un elementino cubico e si è visto che, in trazione con carico molto lento (spostamento a una velocità costante di 3m/s), la risposta del cubo è una forza sinusoidale crescente e involuppata fra due rette (fig. 3.14). Si dovrà quindi dotare il modello pre-implementato di tale rigidezza artificialmente (par. 4.2.1).

# Capitolo 4

## L'assorbitore

La forma scelta per l'assorbitore è tronco-piramidale (fig. 4.3), similmente a quella utilizzata nelle competizioni automobilistiche. La struttura è soggetta a carico di punta, e se la si guarda come una trave la si può assimilare a una trave corta, quindi non soggetta a instabilità euleriana. Contribuisce ulteriormente la sezione crescente del trapezoide. Il volume è costituito in sostanza da pareti sottili (costituite da sandwich, appunto) che vanno a formare un guscio (fig. 4.1). Questo sarà interessato, nella condizione di carico specificata, da fenomeni di instabilità delle pareti. Si può infatti vedere ogni parete come una trave incastrata e soggetta a compressione e carichi distribuiti sulla sua superficie. Al crescere di queste sollecitazioni la “trave” ten-

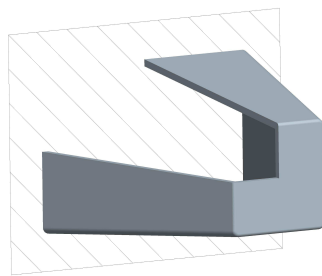


Figura 4.1: Geometria a guscio



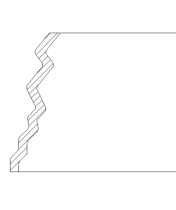


Figura 4.2: Instabilità delle pareti

derà a instabilizzare su sezioni localmente più deboli o più sollecitate (esattamente come accade a una trave caricata di punta e vincolata da più appoggi), e si formeranno varie cerniere plastiche (fig. 4.2). L'assorbimento di energia è dovuto alla plasticizzazione localizzata sulle cerniere. I tratti di parete fra due cerniere sono quasi indeformati, dunque l'energia immagazzinata al loro interno sarà piuttosto bassa.

Proseguendo con la deformazione, le cerniere si chiudono e mandano i tratti rettilinei a contatto fra loro. Il nido d'ape compreso in ciascuno di questi segmenti lavora in compressione lungo l'asse delle celle, quindi al massimo delle sue capacità assorbenti. L'obiettivo di questa struttura è far lavorare appieno l'honeycomb, così da ottenere l'assorbimento di energia necessario al minimo peso.

Date precedenti simulazioni già effettuate su crash-box in honeycomb, e date le specifiche da soddisfare [14], si ritiene che due soli sandwich possano bastare. Onde favorire la comprensione dei paragrafi successivi, si riportano (fig. 4.3) due immagini della geometria finale dell'attenuatore.

## 4.1 Geometria finale del crash-box

### 4.1.1 Guidare l'instabilità

Per raggiungere l'obiettivo è necessario guidare la deformazione della struttura, così da favorire la formazione di un numero di cerniere pla-

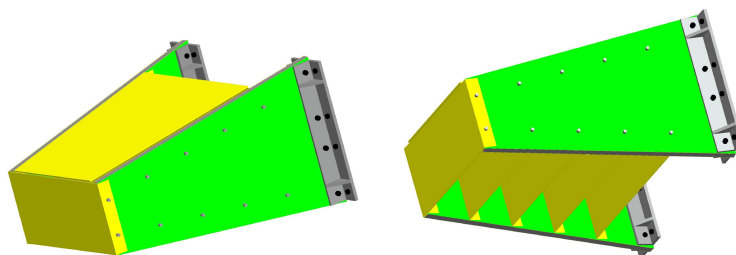


Figura 4.3: Assorbitore

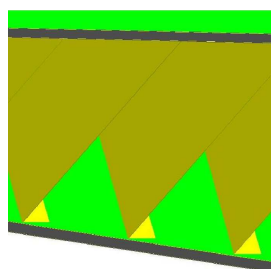


Figura 4.4: Lastre di innesco

stiche sufficientemente elevato da evitare che, dopo la loro chiusura, all'honeycomb resti una quantità eccessiva di energia da assorbire. Al contempo, tale numero non deve essere troppo elevato, pena un basso sfruttamento del nido d'ape.

L'instabilità si verifica in zone localmente più deboli. Si è in presenza di fenomeni d'urto (quindi propagazione di onde), di plasticità diffusa e di un materiale anisotropo, fattori che rendono estremamente difficile (se non impossibile) fare un calcolo manuale sufficientemente accurato della struttura. Si rende necessario l'uso di un calcolatore. Tuttavia, date le approssimazioni (introdotte in seguito) cui sarà soggetta la modellazione geometrica della struttura e date le semplificazioni che si effettueranno su vincoli e carichi, non sembra una buona idea lasciare che sia il calcolo a generare le cerniere plastiche. Si cerca quindi di incentivare "artificialmente" la loro formazione, disponendo degli "inneschi" atti a creare zone di rigidità minore in cui si formeranno poi le cerniere. Gli inneschi (fig. 4.4) sono costituiti da semplici

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$E$ (GPa)	$\nu$	$\sigma_{ys}$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\varepsilon_{max}$
2700	70	0,3	41	124	0,25

Tabella 4.1: Proprietà del AA5005

lastre di alluminio dello spessore di 1 mm, rivettate fra i sandwich. Se ne descrive il comportamento: durante l'urto le lastre limitano la deformazione, nella zona rivettata, dei pannelli. Dunque, all'interno del sandwich si creano zone più rigide (poichè limitate nella deformazione) e zone meno rigide, in quantità proporzionale al numero di lastre di collegamento. Il numero di tali lastre, benchè teoricamente illimitato, è limitato nella pratica dall'ampiezza minima della superficie necessaria all'applicazione del rivetto e dalla lunghezza totale dell'attenuatore. Lo spessore scelto per le lastre è una misura "di buon senso", da verificare a posteriori. Preme far notare che l'azione di innesco viene svolta solo nella primissima parte dell'urto, la deformazione profonda prosegue autonomamente. Queste considerazioni avallano l'uso di lastre sottili, purchè dotate di una rigidità e resistenza membranali adeguate all'incarico e di rigidità flessionale molto bassa. Questo significa che, una volta formate le cerniere, le lastre saranno flesse e quindi strutturalmente inattive. È quindi necessario che lo spessore sia tale da conferire rigidità e resistenza membranali sufficientemente elevate, e una deformabilità tale da evitare una rottura fragile al momento dell'impatto. Tali considerazioni portano a una lega di alluminio AA5005 H111, le cui caratteristiche sono in tab. 4.1.

#### 4.1.2 Urti fuori asse

Nella pratica, molto difficilmente un urto sarà diretto precisamente lungo l'asse longitudinale dell'attenuatore. L'urto sarà disassato e disallineato. Benchè nel regolamento non sia richiesta una verifica

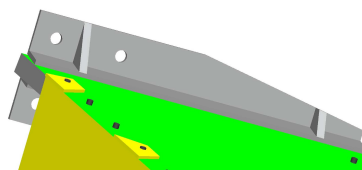


Figura 4.5: Giunto a L

esplicita dell'assorbitore in tali condizioni ci si vuole cautelare contro questa eventualità fornendo la struttura di una lastra superiore, con la funzione di ripartire i carichi fra i due sandwich in caso di urto non ideale. Questa lastra, in AA5005 anch'essa, è spessa 2 mm e collocata superiormente al crash box (fig. 4.3). È anch'essa rivettata ai sandwich tramite delle superfici che, piegate, vanno ad aderire ai pannelli. Ripartisce i carichi grazie alle azioni membranali che si sviluppano in presenza di urto non ideale. Più precisamente, in assenza di questo elemento il crash-box potrebbe comportarsi come un quadrilatero articolato. La lastra evita ciò rendendo solidali i sandwich. Inoltre non partecipa notevolmente all'assorbimento di energia, dato che il suo assemblaggio con pochi rivetti non favorisce la formazione di molte cerniere plastiche. Non sarà comunque effettuata la verifica di tale elemento, come si vedrà nel seguito, poichè non esplicitamente richiesta dalla competizione.

### 4.1.3 Collegamento alla paratia frontale

L'attacco al corpo della vettura avviene tramite due giunti ad L nervati, in lega di alluminio (fig. 4.5). La nervatura serve a incrementare rigidità e resistenza del giunto, che altrimenti rischia di flettersi sotto il carico d'urto. Ciascun giunto è a sua volta imbullonato alla paratia con quattro bulloni d'acciaio M8 di grado 8.8.

#### 4.1.4 Lastre frontali

Frontalmente vi sono due lastre (fig. 4.3) che vanno a chiudere l'assorbitore, del tutto analoghe a quelle di innesco. Il loro compito è evitare che sia il sandwich direttamente a toccare l'ostacolo, con sicuri danni localizzati nella zona di contatto. Questi potrebbero causare uno scollamento locale del sandwich e danneggiamento profondo del nido d'ape, evento da scongiurare poichè potrebbe propagarsi e compromettere il funzionamento di tutta la struttura.

## 4.2 Simulazione dell'impatto

### 4.2.1 Semplificazioni sui materiali

Si enunciano di seguito le semplificazioni fatte in sede di modellazione dell'evento. Non è auspicabile riprodurre nel minimo dettaglio il fenomeno, sia per la mancanza di informazioni necessarie, sia per il costo di calcolo elevatissimo a fronte di un guadagno, sugli output di interesse, esiguo.

#### **Honeycomb**

Si fa notare che la prima importante semplificazione è l'uso del modello omogeneo **HONEY** implementato in LS-DYNA (par. 3.6). È infatti computazionalmente non affrontabile la modellazione delle celle di alluminio, e neanche necessaria, dato che non interessa conoscere lo stato di tensione puntuale del materiale ma solo la sua risposta globale in termini di assorbimento energetico.

Il comportamento della struttura nel piano è stato valutato approssimativamente, sulla base di letteratura e simulazioni precedenti ma senza disponibilità di prove sperimentali ad hoc.

Il comportamento del materiale, come precedentemente mostrato, è stato approssimato con una spezzata, conveniente computazionalmen-

te e logicamente corretta, dato che interessa solo l'energia immagazzinata dalla struttura nel suo complesso. Inoltre, non si sarebbe potuta inserire la curva reale data la presenza di tratti crescenti-decrescenti non accettati dal simulatore (par. 3.6).

Si ricorda infine la mancanza di rigidità a trazione dell'honeycomb (par. 3.6). Si è introdotta questa caratteristica introducendo degli elementi monodimensionali che si comportano come una fune. Questi esplicano carico solo in trazione, e collegano i nodi contrapposti delle pelli del sandwich. Il loro funzionamento sarà spiegato dettagliatamente nel par. 4.2.5.

### **Alluminio**

Il comportamento dell'alluminio è rappresentato con una curva bilineare (fig. 4.6) e con incrudimento isotropo (par. 2.4.2). Una curva bilineare approssima sufficientemente bene il comportamento di un materiale metallico nel momento in cui non interessano valori locali dello stato di tensione ed è computazionalmente molto leggera.

L'incrudimento isotropo è corretto nel momento in cui la storia di carico è (localmente) monotona (e non risulta quindi necessario riprodurre l'effetto Baushinger). Nel caso in questione le cerniere plastiche, una volta formate, vanno univocamente verso la chiusura.

Si dà un criterio di rottura basato sulla deformazione. Se questa raggiunge, in una qualsiasi delle tre direzioni principali dell'elemento, il valore  $\varepsilon_{max}$  (tab. 4.1), il solutore considera l'elemento rotto. La rottura è simulata tramite una perdita di rigidità (e quindi di capacità di carico) dell'elemento. Il criterio di rottura è necessario per avere una stima ragionevole dell'energia assorbita dalla cerniera plastica.

### **Muro e vettura**

L'ostacolo con cui il crash-box collide è, da regolamento, una barriera rigida. Rigido è anche considerato il corpo della vettura, per cautela.

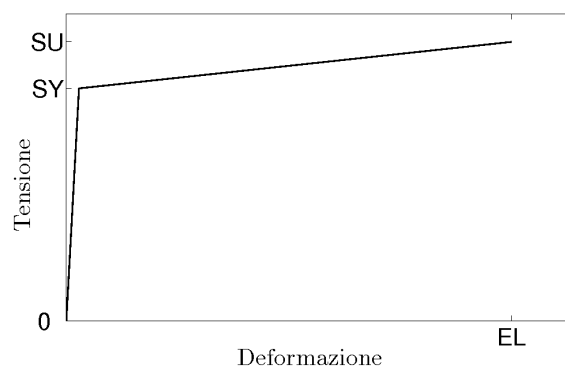


Figura 4.6: Curva bilineare

Infatti, l'avere barriera e vettura rigide vuol dire annullare ogni ritardo nei trasferimenti di carico al crash-box, e porre la struttura in una situazione critica.

### 4.2.2 Semplificazioni sulla geometria

#### Simmetria

Se si trascura la presenza della lastra superiore (par. 4.1.2) l'assorbitore è simmetrico rispetto a due piani. È quindi conveniente rappresentare solo un quarto della geometria, in modo da ridurre i tempi di calcolo. Questo significa imporre vincoli di simmetria sui nodi appartenenti ai piani suddetti, in particolare:

1. spostamento nullo in direzione ortogonale al piano di simmetria;
2. rotazione nulla sul piano di simmetria.

La geometria è in fig. 4.7, in cui si possono vedere la barriera e la vettura, la cui massa è di 75 kg (un quarto di quanto richiesto dalle specifiche). Un modello così costruito e vincolato non consente il manifestarsi di deformate asimmetriche, che nella realtà sono comunque possibili. Tuttavia, una simulazione della geometria completa non

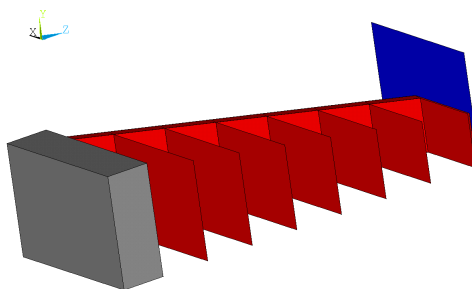


Figura 4.7: Geometria rappresentata

è compatibile con le risorse di calcolo a disposizione, e la geometria trapeziodale corta rende piuttosto improbabile la nascita di deformate asimmetriche. Inoltre, si nota che gran parte dell'energia viene immagazzinata nel nido d'ape. Quindi, anche una deformata asimmetrica non pregiudicherebbe la funzionalità dell'assorbitore, poichè il nido d'ape andrebbe in compressione similmente a quanto accade con deformata simmetrica.

### 4.2.3 Semplificazioni sull'assemblaggio

#### Giunti ad L

I giunti non sono rappresentati. Le nervature li rendono molto resistenti e rigidi, e vengono sostituiti da vincoli di incastro sulla base maggiore dell'assorbitore. Quindi, i punti di tale base sono resi solidali al corpo della vettura.

#### Rivetti

I rivetti non sono rappresentati. Sarebbe risultato computazionalmente costoso modellarli, e inutile. Infatti, la struttura del rivetto è sicuramente più resistente della lastra di alluminio cui si attacca. Questo significa che la rottura della lastra avviene sicuramente prima rispetto al rivetto.



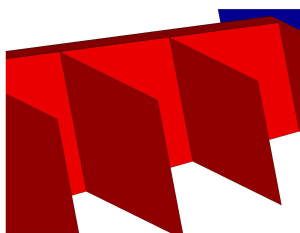


Figura 4.8: Attacco fra lastre e pelle

### **Attacco delle lastre di innesco**

Per collegare le lastre si è pensato di piegare due lembi di lastra a usarli come superficie di attacco del rivetto (fig. 4.4). Nel modello tali lembi piegati non sono rappresentati, e la lastra è attaccata direttamente alla pelle del sandwich. Con questa infatti condivide i nodi all'intersezione fra pelle e lastra.

## **4.2.4 Semplificazioni sul contatto**

### **Coefficienti di attrito**

Un altro fattore del contatto è il coefficiente di attrito fra le superfici del crash-box e fra crash-box e muro. Partendo dal primo caso, la letteratura riporta un coefficiente di attrito per contatto secco fra leghe di alluminio variabile fra 1,1 e 1,7. Dato che LS-DYNA non accetta coefficienti superiori a 1, si userà un coefficiente pari a 0,9 per cautelarsi dall'instabilità numerica.

Per il contatto fra muro e attenuatore si usa lo stesso coefficiente, dato che non è noto il materiale della barriera e non si ha un buon motivo per fare diversamente. Inoltre, il calore sviluppato nell'urto reale sicuramente tenderà a innalzare il coefficiente di attrito fra i due elementi.

### 4.2.5 Gli elementi usati

#### SHELL163

È un elemento guscio utilizzato per discretizzare le pelli, le lastre e il muro. È composto da 4 nodi e ha capacità membranali e flessionali. Implementa un'integrazione completa con formulazione di Belytshko-Tsay e sfrutta una regola di quadratura gaussiana.

#### SOLID164

È un elemento solido per analisi esplicite con 8 nodi. Dispone di un'integrazione completa nel volume con trattazione del continuo di tipo lagrangiano. Si usa per la mesh dell'honeycomb e del corpo della vettura.

#### LINK167

Si comporta come un cavo, con rigidezze flessionale, di taglio e compressione nulle. Lo si usa per riprodurre la rigidezza in trazione del nido d'ape, e collega i nodi affacciati delle pelli (che hanno mesh identica). È modellato come una molla lineare dato che, prima dell'eventuale snervamento del nido d'ape in trazione, si verificherebbe lo scollamento delle pelli. Per riprodurre una rigidezza adeguata si considera ogni cella come una trave. Ora, dato che il modulo di Young dell'alluminio è di 70 GPa, si deve associare ad ogni cavo una sezione tale che la rigidezza totale dei cavi eguagli quella totale delle celle. Quest'area equivalente vale:

$$A_{eq} = \frac{A_{HEX} N_{HEX}}{N_N} \quad (4.1)$$

dove:

$A_{eq}$  area equivalente del link, m<sup>2</sup>;

$N_{HEX}$  numero di celle del sandwich;

$N_N$  numero di nodi sulla pelle;

$A_{HEX}$  area della sezione trasversale della cella,  $m^2$ .

Inoltre:

$$A_{HEX} = \frac{4St_c}{\sqrt{3}} \quad (4.2a)$$

$$N_{HEX} \approx \frac{A_p}{\left(\frac{\sqrt{3} \cdot S^2}{2}\right)} \quad (4.2b)$$

dove:

$A_p$  area della pelle,  $m^2$ .

Il cavo è dotato di un criterio di rottura sulle tensioni in modo da simulare anche il cedimento della colla (rottura a 15 MPa, da letteratura).

### 4.3 Risultati

L'assorbitore è stato ottimizzato in lunghezza e numero delle lastre. Le dimensioni di ingombro delle basi sono in linea con gli ingombri minimi stabiliti dal regolamento. Sono state simulate lunghezze di 300, 350 e 400 mm e un numero di lastre da 3 a 7. Non avrebbe avuto senso simulare quantità maggiori, data l'impossibilità tecnologica di alloggiare più di 7 lastre per le lunghezze suddette. Non si sono provate lunghezze maggiori poichè vanno a discapito del risparmio di peso.

Principalmente due quantità hanno guidato il dimensionamento finale dell'attenuatore: l'accelerazione fornita alla vettura e l'impacchettamento dell'assorbitore. Quest'ultima grandezza è piuttosto importante poichè dice quanto si resta lontano dal collasso totale della struttura, in cui questa si comporta come un solido pieno. Avere un compattamento non troppo elevato in simulazione vuol dire tollerare gli errori

insiti nel proceso di approssimazione. Di seguito si riportano i grafici di accelerazione (fig. 4.9, fig. 4.10, fig. 4.11) e spostamento (fig. 4.12, fig. 4.13, fig. 4.14) della vettura, normalizzati rispettivamente a 20 g e alla lunghezza iniziale dell'assorbitore. La normalizzazione dà una lettura più chiara e rapida delle variabili e permette di correlarle subito con le grandezze di riferimento.

Il dimensionamento ottimale porta a una lunghezza di 300 mm e un numero di sei lastre. Questi parametri consentono infatti, al minimo peso, un'accelerazione di picco contenuta e, soprattutto, un compattamento totale di poco superiore all'80%, valore che appare abbastanza cautelativo. Il peso complessivo dell'assorbitore è di circa 3 kg.

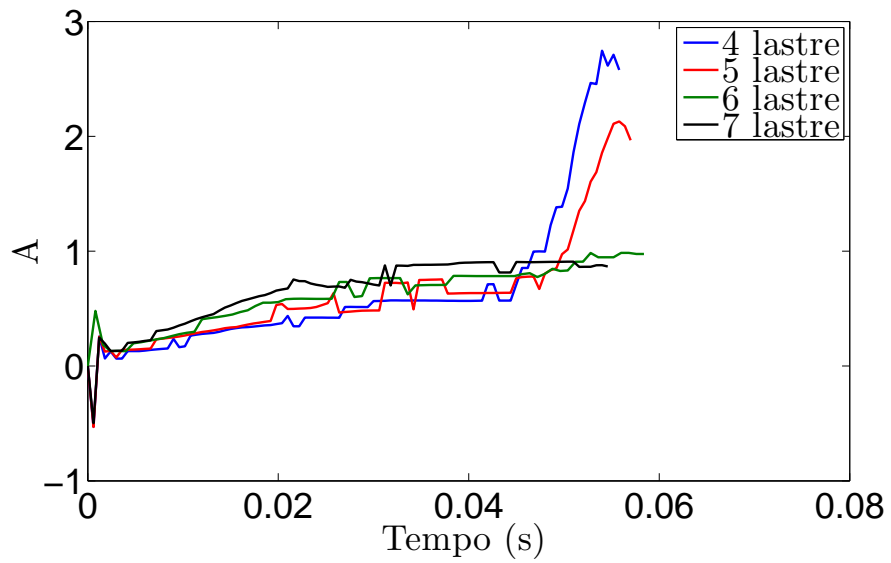


Figura 4.9: Accelerazione con attenuatore di 300 mm

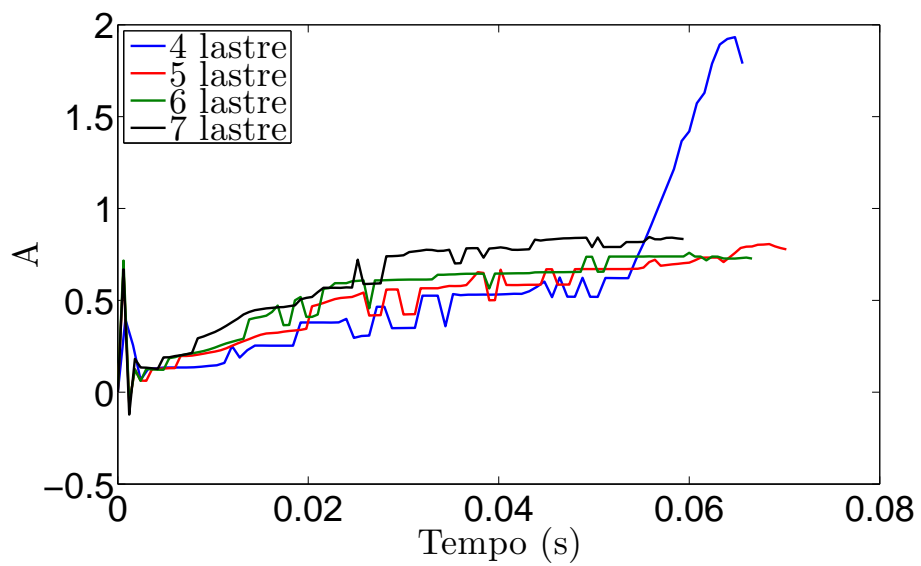


Figura 4.10: Accelerazione con attenuatore di 350 mm

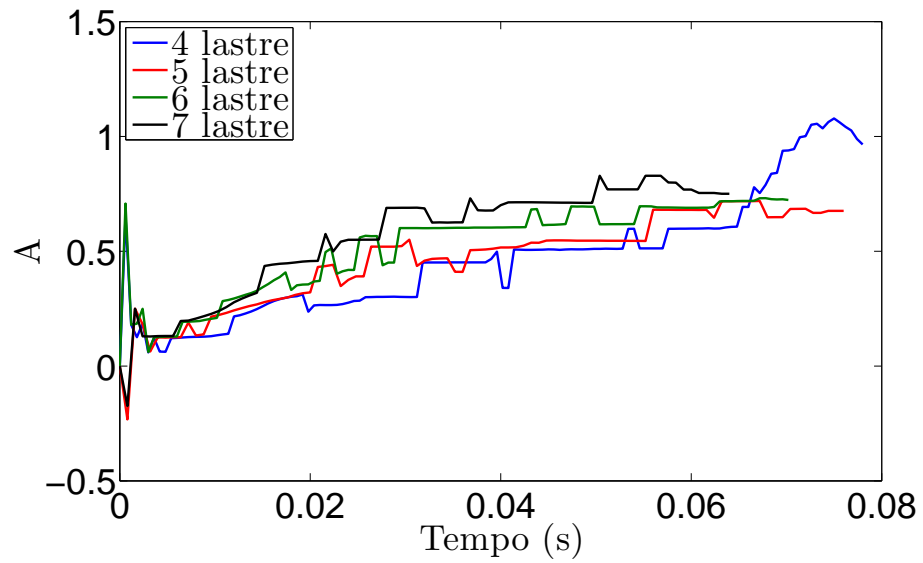


Figura 4.11: Accelerazione con attenuatore di 400 mm

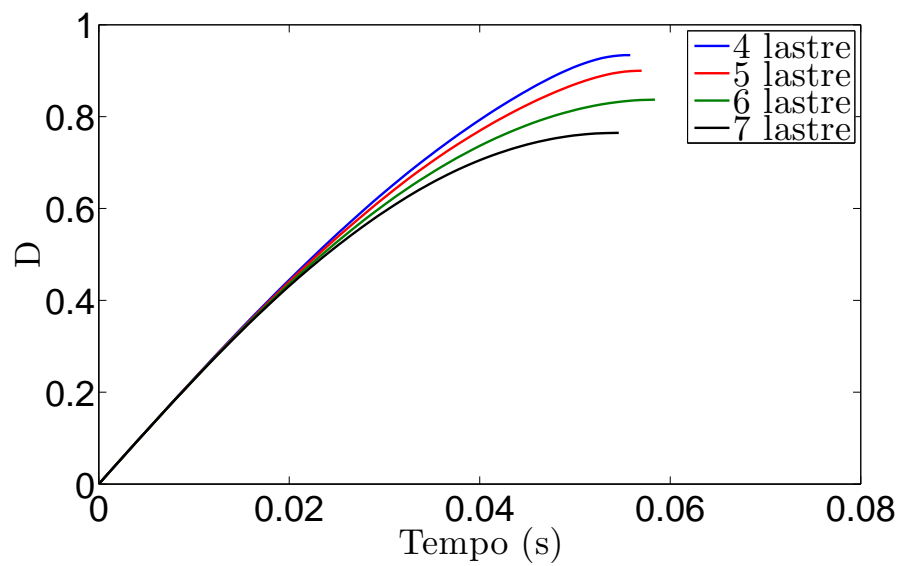


Figura 4.12: Spostamento con attenuatore di 300 mm

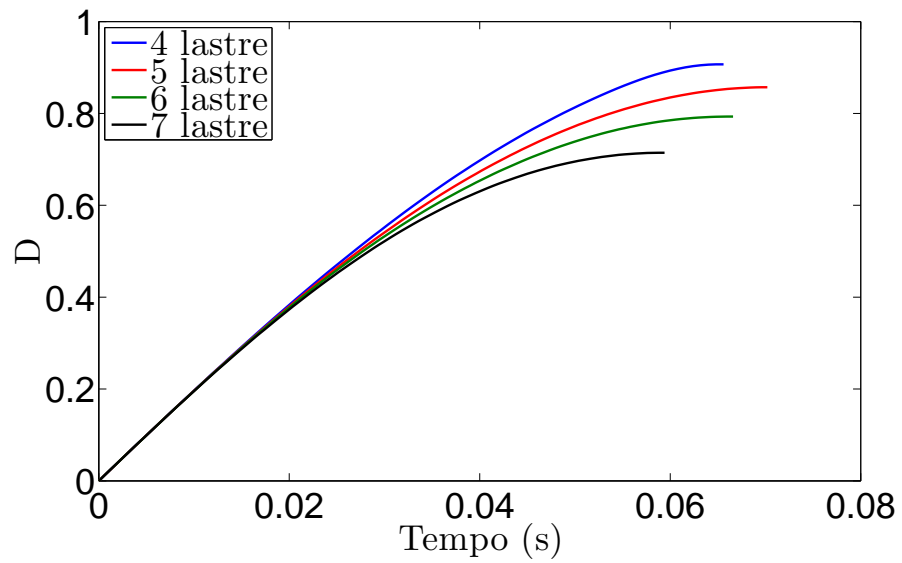


Figura 4.13: Spostamento con attenuatore di 300 mm

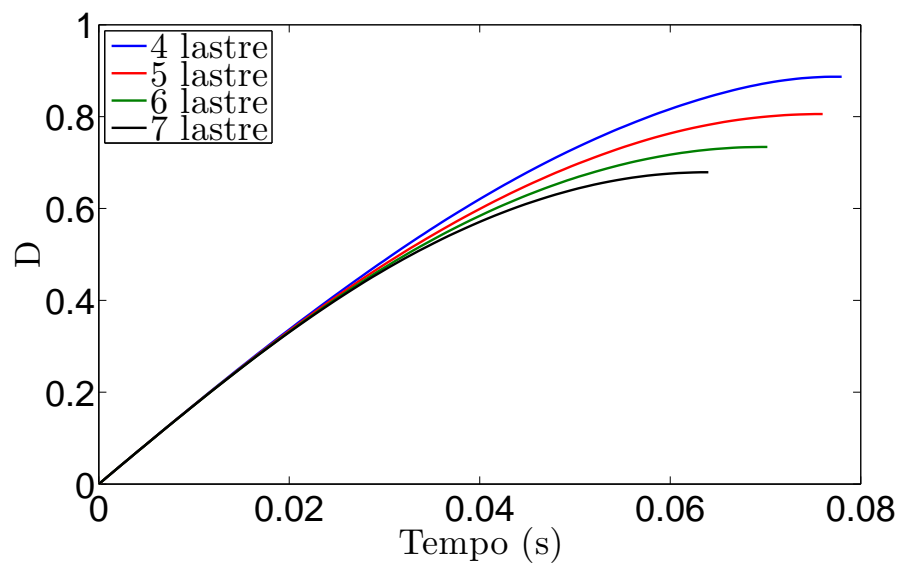


Figura 4.14: Spostamento con attenuatore di 300 mm

# Appendice A

## Schizzo del crash-box

Fig. A.1 mostra un dimensionamento di massima dell'attenuatore.

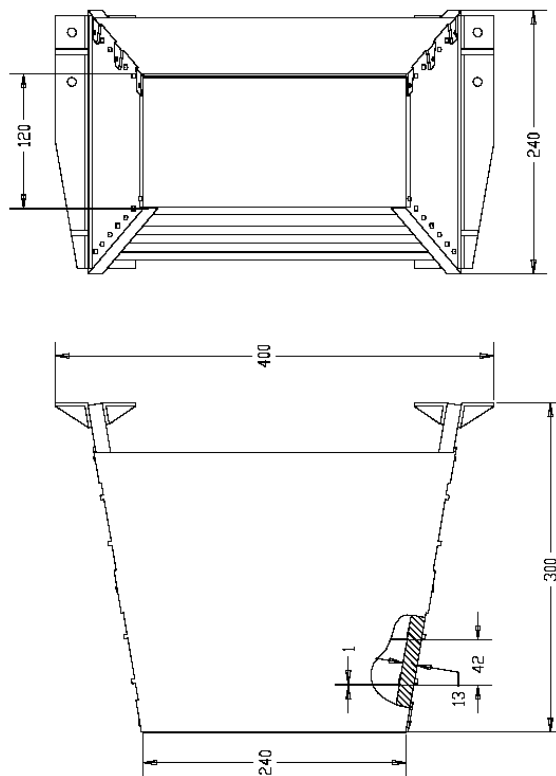


Figura A.1: Disegno dell'attenuatore



## Appendice B

### Frammenti di simulazione

Alcuni frammenti della simulazione dell'attenuatore in fig. B.1.

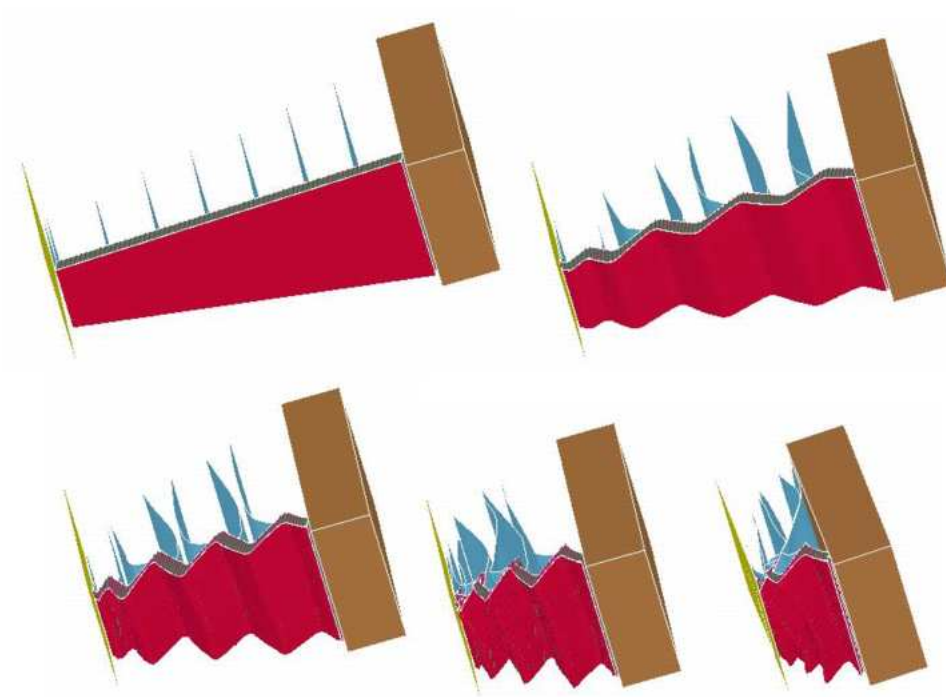


Figura B.1: Simulazione dell'urto

# Appendice C

## Compressione dell'honeycomb

Vista la necessità di effettuare prove sperimentali sul nido d'ape, si potrebbero affiancarvi delle simulazioni tese a riprodurre, tramite EF, il comportamento della struttura. Una simulazione ben costruita aiuterebbe, una volta confermata da test sperimentali, la comprensione del comportamento del nido d'ape. In vista di tale studio si sono effettuate delle simulazioni dell'honeycomb in compressione. Sfruttando la simmetria (fig. C.1) della cella si è messo in compressione un suo frammento e se ne è ricavato l'andamento tensione-deformazione (fig. C.3). Sono state effettuate quattro prove a velocità di compressione costante (4,5, 9, 18 e 36 m/s). Il risultato è qualitativamente molto simile a quello di fig. 3.11, ma quantitativamente se ne discosta di circa il 50%.

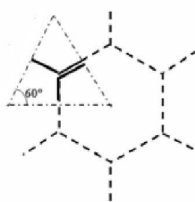


Figura C.1: Frazione di cella

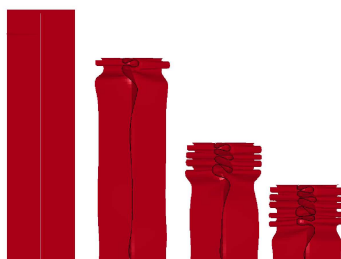


Figura C.2: Frammenti di deformata

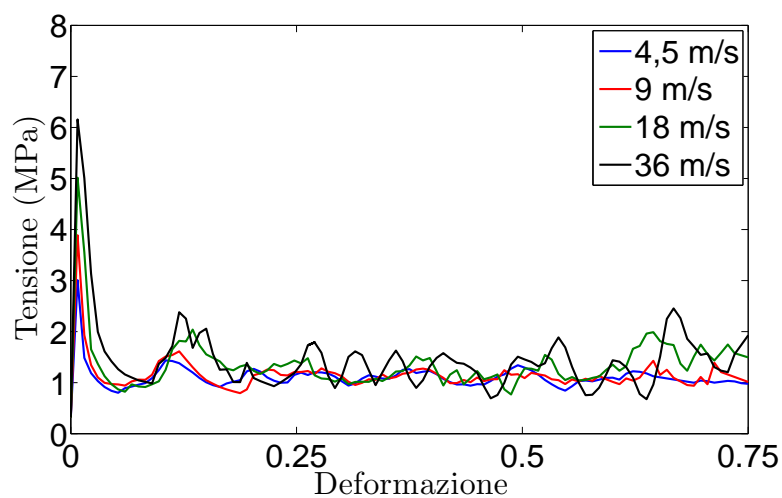


Figura C.3: Curva tensione-deformazione simulata

La discrepanza si pensa dovuta al mancato modellamento del comportamento dell'alluminio ad alti ratei di deformazione ma, soprattutto, alla mancata caratterizzazione del foglio costituente la cella. Infatti tale foglio, molto sottile, è ottenuto per deformazione plastica profonda. I dati di tensione di snervamento e rottura utilizzati sono relativi a fogli di 1,5 mm di spessore, contro i 0,05 mm dei fogli della cella. Di conseguenza, il maggiore incrudimento dei secondi avrà incrementato di molto le tensioni di snervamento e rottura. Questi valori non sono noti.

Se si riuscisse a riprodurre bene il processo di schiacciamento, si po-

trebbe pensare di definire un nuovo modello **HONEY** più completo di quello implementato in LS-DYNA. Inoltre, quest'ultimo accetta solo modellazione 3D, con un elevato costo computazionale. Si potrebbe quindi pensare di farne una versione da usare anche con elementi guscio. Si riportano alcuni frammenti di simulazione dell'honeycomb (fig. C.2) e le curve tensione-deformazione ricavate (fig. C.3). Si nota infine che le curve mostrano una crescita notevole dei valori di tensione, benchè non siano stati introdotti né effetti di strain-rate né di aria in pressione nella cella. Gli effetti dinamici sono invece inclusi nel solutore. Si comprende dunque come tali effetti possano produrre l'incremento di prestazioni di cui sopra.

# Bibliografia

- [1] LS-DYNA, Keyword User's Manual, Version 970, LSTC, 2003
- [2] E. Wu and W.-S. Jiang: Axial crush of metallic honeycombs, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 19, 439-456, 1997
- [3] S.-T. Hong, J. Pan, T. Tyan, P. Prasad: Dynamic crush behaviors of aluminium honeycomb under compression dominant inclined loads, *International Journal of Plasticity*, Vol. 24, 89-117, 2008
- [4] H. Zhao, G. Gary: Crushing behavior of aluminium honeycomb under impact loading, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 21, 827-836, 1998
- [5] L. Aktay, A.-F. Jhonson, M. Holzapfel: Prediction of impact damage on sandwich composite panels, *Computational Material Science*, Vol. 32, 252-260, 2005
- [6] L. D. Papka, S. Kyriakides: Experiments and full-scale numerical simulation of in-plane crushing of a honeycomb, *Acta Materialia*, Vol. 46, 2765-2776, 1998
- [7] L. D. Papka, S. Kyriakides: Experiments and full-scale numerical simulation of in-plane crushing of a honeycomb, *Acta Materialia*, Vol. 46, 2765-2776, 1998

- [8] M. Yamashita, M. Gotoh: Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications-numerical simulation and experiment, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 32, 618-630, 2005
- [9] J. K. Paik, A. K. Thayamballi, G. S. Kim: The strength characteristics of aluminium honeycomb sandwich panels, *Thin-Walled Structures*, Vol. 32, 618-630, 2005
- [10] Hexcel Composites Materials: HexWeb honeycomb attributes and properties,1999
- [11] Hexcel Composites Materials: HexWeb honeycomb energy absorption brochure,1999
- [12] J. K. Paik, A. K. Thayamballi, G. S. Kim: The strength characteristics of aluminium honeycomb sandwich panels, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, Vol. 28A, 97-111, 1996
- [13] T. Wierzbicki: Crushing analysis of metal honeycombs, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 1, 157-174, 1983
- [14] 2008 SAE International: 2008 Formula SAE rules,2008
- [15] N. P. Suh, A. P. L. Turner: Elements of the mechanical behavior of solids, *McGraw-Hill*, New York, 1975