UNIVERSITA' DEL SALENTO

Facoltà di Ingegneria dell'Innovazione

a. a. 2009/10

20.04.2011

C.d.L.M. in Ingegneria Meccanica

Indirizzo "Costruttivo"

Tesi di Laurea Magistrale
in
MECCANICA COMPUTAZIONALE

Analisi FEM ed ottimizzazione di una Camera a Drift in materiale composito.

Relatore:
Chiar.mo Prof. Giorgio Zavarise

Laureando:
Fabio Rossetti

Correlatori:
Chiar.mo Prof. Alfonso Maffezzoli

Chiar.mo Prof. Franco Grancagnolo

Tutor aziendale
Ing. Marco Perillo

Dedicato

ai miei genitori.

Hanno contribuito alla realizzazione

del presente lavoro di tesi:

Sezione di Lecce

Sezione di Mesagne

Copyright © 2011 – Fabio Rossetti – Università del Salento.

I N D I C E

1. Introduzione – i principi di funzionamento di un rivelatore di particelle. (pag. 6)

1.1 – Classificazione dei rivelatori di particelle e principi fisici di base. (pag. 6)

1.2 – Proprietà fisiche di una Camera a Drift. (pag. 8)

1.3 – Caratteristiche generali di un rivelatore di particelle. (pag. 11)

2. La Camera a Drift – modellazione geometrica e prima fase di analisi. (pag. 13)

2.1 – Introduzione all'analisi FEM e al software commerciale ANSYS. (pag. 13)

2.2 – Modellazione geometrica. (pag. 20)

2.3 – Elemento SHELL181. (pag. 23)

2.4 – Condizioni operative: carichi e vincoli. (pag. 26)

2.5 – Analisi dei risultati per la configurazione di tentativo. (pag. 29)

2.6 – Parametrizzazione del progetto Workbench. (pag. 33)

3. Primo livello di ottimizzazione sul modello geometrico parametrizzato. (pag. 36)

3.1 – Introduzione al software commerciale ModeFRONTIER. (pag. 36)

3.2 – Ottimizzazione delle superfici di rivoluzione. (pag. 39)

3.3 – Analisi dei risultati ottenuti dall'ottimizzazione. (pag. 41)

4. Scelta del materiale composito. (pag. 47)

4.1 – Generalità sui materiali compositi e CTL. (pag. 47)

4.2 – Condizioni operative e vincoli progettuali. (pag. 57)

4.3 – Introduzione al software commerciale ESAComp. (pag. 58)

4.4 – Prototipo virtuale dei laminati in ambiente ESAComp. (pag. 60)

5. Analisi statica strutturale della Camera a Drift in materiale composito. (pag. 63)

5.1 – Introduzione al software commerciale ACP. (pag. 64)

5.2 – Analisi strutturale qualitativa su ACP. (pag. 67)

5.3 – Analisi sulla fattibilità geometrica. (pag. 74)

6. Analisi di buckling lineare. (pag. 80)

6.1 – Analisi di buckling lineare su ANSYS Workbench. (pag. 81)

6.2 – Analisi di buckling lineare su ACP. (pag. 83)

6.3 – Analisi dei risultati. (pag. 85)

6.4 – Scelta della migliore configurazione con schiuma Kfoam. (pag. 93)

6.5 - Analisi del sandwich con schiuma di carbonio Grafoam FPA-10. (pag. 95)

7. Analisi modale. (pag. 100)

7.1 – Cenni teorici. (pag. 100)

7.2 – Analisi modale su ANSYS Workbench per un materiale isotropo. (pag. 105)

7.3 – Analisi modale della Camera a Drift su ACP con schiuma Kfoam. (pag. 107)

7.4 – Analisi modale della Camera a Drift su ACP con schiuma Grafoam. (pag. 111)

8 - L'evoluzione progettuale, conclusioni e sviluppi futuri. (pag. 114)

Appendice (pag. 117)

Bibliografia (pag. 138)

Link utili (pag. 139)

Ringraziamenti (pag. 140)

1. Introduzione – il principio di funzionamento di un rivelatore di particelle.

1.1 – Classificazione dei rivelatori di particelle e principi fisici di base.

I moderni rivelatori di particelle sono formati da un gran numero di sottorivelatori di tipo differente i quali hanno un ruolo ben definito nella procedura di rivelazione. A seconda dell'analisi sperimentale e del fine delle verifiche i rivelatori si possono classificare come segue:

- Rivelatori a scintillazione (organici e inorganici);
- Rivelatori a semiconduttori (singoli e microstrip);
- Rivelatori a ionizzazione gassosi (Geiger - camere proporzionali, camere a ionizzazione, camere a "Drift", contatori a piatti resistivi);
- Rivelatori a effetto Cerenkov;
- Rivelatori a radiazione di transizione;
- Rivelatori misti (semiconduttori-gas);
- Bolometri (diamante).

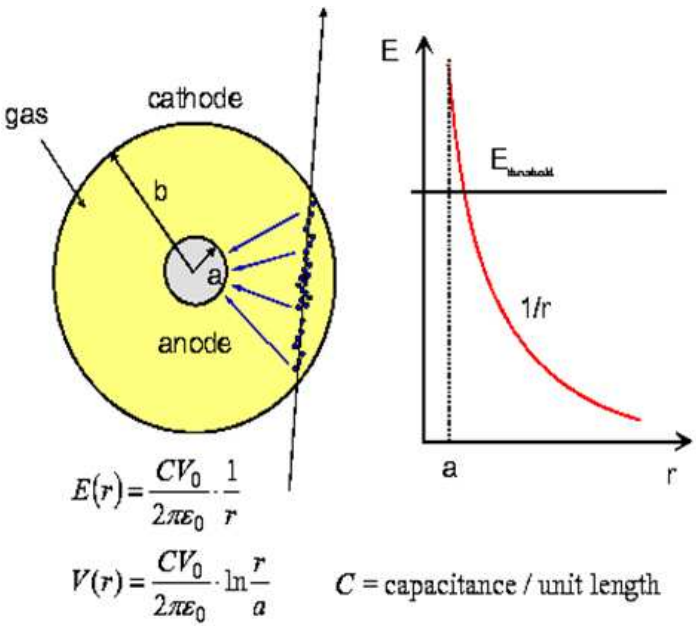


Fig. 1.1 - Campo elettrico generato dalla particella.

Una **camera a multifili** è un rivelatore di particelle che rivela la radiazione ionizzante usando i principi del contatore Geiger e del contatore proporzionale. L'utilizzo di più fili anodici consente di misurare la traiettoria di una particella.

Una Camera a Deriva (Drift) è formata da molti fili paralleli, mantenuti ad alto potenziale positivo, ciascuno circondato da un catodo. Quando la particella interagisce con il gas contenuto nella camera, lo ionizza creando coppie elettrone - ione positivo. Gli elettroni migrano verso il filo anodico e quando giungono in una regione in cui il campo elettrico è sufficientemente elettrico si moltiplicano, creando una valanga.

Per molto tempo negli esperimenti di fisica delle particelle per osservare le traiettorie delle particelle il rivelatore più usato era la camera a bolle, che ha un'ottima risoluzione spaziale, ma è lento, ha alto tempo morto in cui non è attivo e la lettura avviene tramite fotografie che spesso erano analizzate manualmente. L'idea base della **camera a bolle** è che un liquido soprassaturo, portato cioè con opportuni accorgimenti ad una temperatura maggiore di quella di ebollizione, è molto instabile e tende, anche per una minima interferenza, a diventare vapore.

Una particella che attraversa la camera a bolle ionizza molti atomi di liquido, che fungono da nuclei attorno ai quali istantaneamente comincia l'ebollizione. Si forma così una traccia formata da bolle di vapore, che vengono fotografate da angolazioni diverse, per cui è possibile una ricostruzione stereoscopica della traiettoria. Con l'avvento dell'elettronica diventò desiderabile avere un rivelatore con una lettura veloce.

Il primo tipo di camera a lettura elettronica è stata camera proporzionale a multifili (MWPC - *Multi Wire Proportional Chamber*). L'invenzione nel 1968 di Georges Charpak al CERN gli fruttò il Premio Nobel per la fisica nel 1992. Uno dei meriti di Charpak fu di dimostrare che una camera a multifili può funzionare come rivelatore posizionale, perché il segnale positivo che si crea sugli anodi vicini a quello interessato (con segnale negativo) genera una distribuzione del segnale simile ad una campana di Gauss.

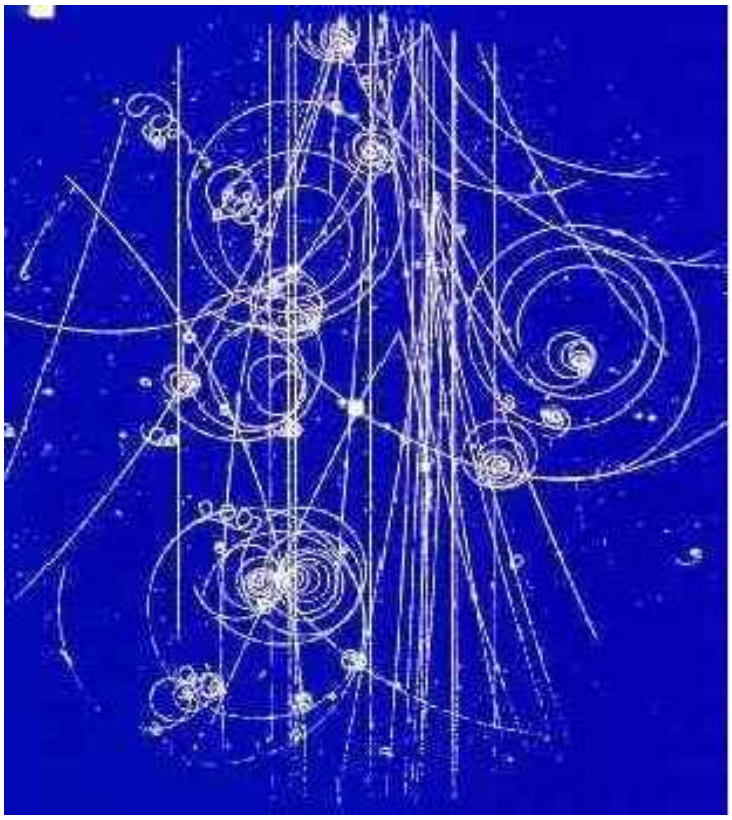


Fig. 1.2 - Fotografia della traccia di particelle di una camera a bolle.

1.2 – Proprietà fisiche di una Camera a Drift.

La **camera a drift** è una camera proporzionale in cui è importante misurare il tempo di deriva per risalire alla posizione della particella iniziale.
Una particella entrando nel volume sensibile del rivelatore per ionizzazione, libera degli elettroni che "derivano" verso il filo-anodo. Nel frattempo il veloce segnale dello scintillatore funge da start (t_0) per una misura di tempo, che ha il suo stop (t_f) quando gli elettroni arrivano all'anodo; si ottiene, così, il tempo di deriva.

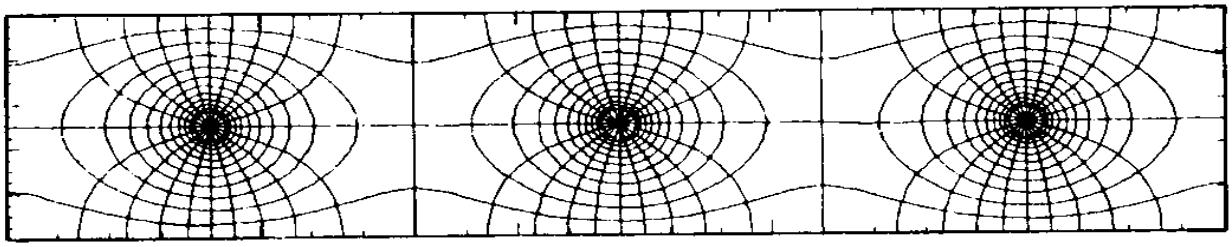


Fig. 1.3 – Linee di campo equipotenziali intorno ai fili.

In una camera a drift, in presenza di un campo elettrico, gli ioni sono accelerati lungo le linee di forza del campo verso anodo e catodo, le collisioni con le molecole del gas limitano la velocità massima che le cariche possono raggiungere ed intanto gli elettroni primari guadagnano sufficiente energia da ionizzare gli atomi di gas generando una moltiplicazione a valanga (valanga Townsend); dato che la velocità degli elettroni è molto maggiore della velocità degli ioni generando una goccia in cui gli elettroni si trovano in testa. Una particella che attraversa la camera crea una scia di coppie elettrone-ione positivo nelle molecole del gas (ionizzazione primaria). Sotto l'azione del campo elettrico, gli elettroni si dirigono verso i fili, che sono a potenziale positivo, mentre gli ioni positivi si dirigono verso i piani metallici.

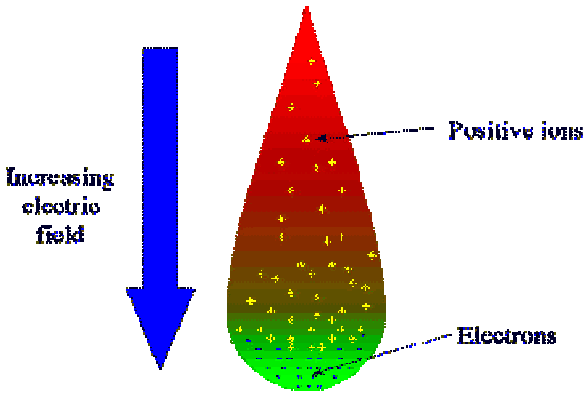


Fig. 1.4 - Valanga provocata dalla ionizzazione.

Risulta importante ottenere velocità di deriva costanti e dunque campi elettrici costanti, molto più di quanto avviene nelle MWPC. Per ottenere ciò, si alternano i fili-anodo, *sense wire*, con dei fili, mantenuti ad un potenziale positivo, che vengono chiamati *field wires* , ottenendo così un campo elettrico non obbligatoriamente uniforme lungo l'intero volume, sia nelle camere a drift piane che in quelle cilindriche.
Generalmente le camere a drift si utilizzano su collisionatori centrali e, per simmetria, assumono forma cilindrica con asse coincidente con la direzione dei fasci. Un computer ricostruisce la traccia di tutte le particelle cariche che attraversano il volume della camera, utilizzando la misura del tempo di deriva *(drift)* degli elettroni.
La carica, dopo aver percorso una distanza pari al libero cammino medio, statisticamente collide con le molecole del gas che occupa tutto il volume della camera.

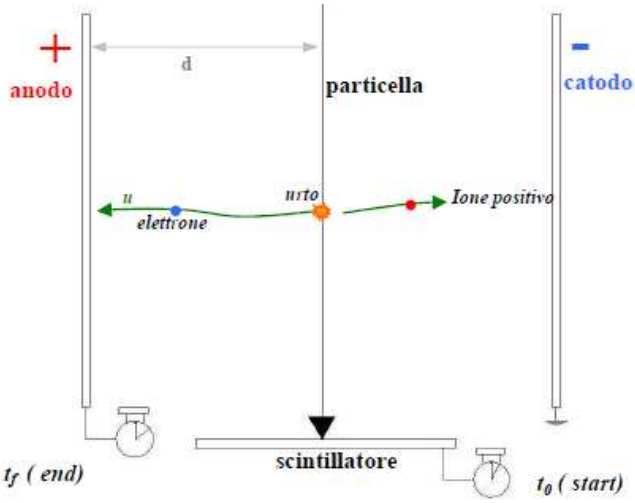


Fig. 1.5 - Percorso dell'elettrone e dello ione positivo.

Nell'urto la velocità si annulla, e l'elettrone ricomincia il movimento verso l'elettrodo fino al successivo urto. Lo spostamento avviene perciò con una velocità media che si chiama velocità di deriva.
L'identificazione del sense wire dove si sono depositati gli elettroni ed il calcolo della distanza della particella dall'anodo fornisce due coordinate spaziali; ciò di cui ancora non disponiamo per una completa ricostruzione della traiettoria, è la coordinata relativa alla posizione della particella lungo l'asse del cilindro. Per ottenerla, i fili vengono posizionati con un piccolo angolo *stereo* rispetto all'asse cilindrico e con segni alternati su due superlayer consecutivi, in modo da avere sempre due viste indipendenti tra loro per la ricostruzione della traiettoria nello spazio.
È molto importante nei vari esperimenti tenere conto del possibile invecchiamento dei fili.
La risoluzione spaziale di una camera a drift non dipende solo dal tempo di deriva, ma anche dalla quantità di elettroni che diffondono, proporzionale alla lunghezza del percorso da mantenere più bassa possibile.

Più è lungo il cammino degli elettroni verso l'anodo, maggiore è la possibilità che vengano catturati da impurità presenti nel gas che riempie la camera, se queste presentano caratteristiche elettronegative. Occorre perciò ridurre quanto più possibile lo spazio di deriva, e quindi le celle formate dai field wires che circondano i sense wires devono essere di dimensioni ridotte; nel caso che qui viene esaminato, la distanza media tra gli anodi e i fili di massa è minore di 3 millimetri.
Inoltre i materiali utilizzati per costruire la struttura del rivelatore devono avere la minima interazione con le particelle; occorre quindi ricorrere a materiali leggeri per densità, basso numero atomico e peso atomico, e spessori contenuti. La scelta cade perciò su materiali compositi fibrorinforzati con fibre di carbonio (carbon fiber reinforced polymers, CFRP), con spessori il più possibile contenuti.
I fili, sia i sense wires che fungono da anodo che i field wires collegati a massa, dovrebbero, per una precisa ricostruzione della traiettoria della particella, mantenere una direzione rettilinea; a ciò si oppone il peso proprio del filo e l'interazione elettrostatica reciproca.
Il volume attivo della camera a drift è riempito con il maggior numero possibile di celle, disposte in maniera più uniforme possibile. Individuando quali celle sono state attraversate dalla particella, se ne ricostruisce la traiettoria. Maggiore è il numero delle celle, migliore è la precisione con la quale essa può venire descritta. Ciò comporta però sia un aumento delle difficoltà costruttive, in quanto l'infilaggio dei fili sulle piastre della base della camera diventa una operazione lunga e complessa.
Avendo la velocità (u) ed il tempo di deriva (tf-t0) la distanza d dell'origine degli elettroni dal filo-anodo è data da:

$$d = \int_{t_0}^{t_f} u \, dt$$

Le *camere a drift piane* misurano le coordinate di intersezione della traccia della particella con il piano dei fili, quindi occorrono più piani per determinare una traiettoria; solitamente ai fili sono date diverse orientazioni, in modo da ottenere diverse proiezioni, offrendo così la possibilità di ricostruire la traccia in 3 dimensioni.

In una *camera a drift cilindrica* le diverse coordinate sono ottenute disponendo i fili a diversi angoli.

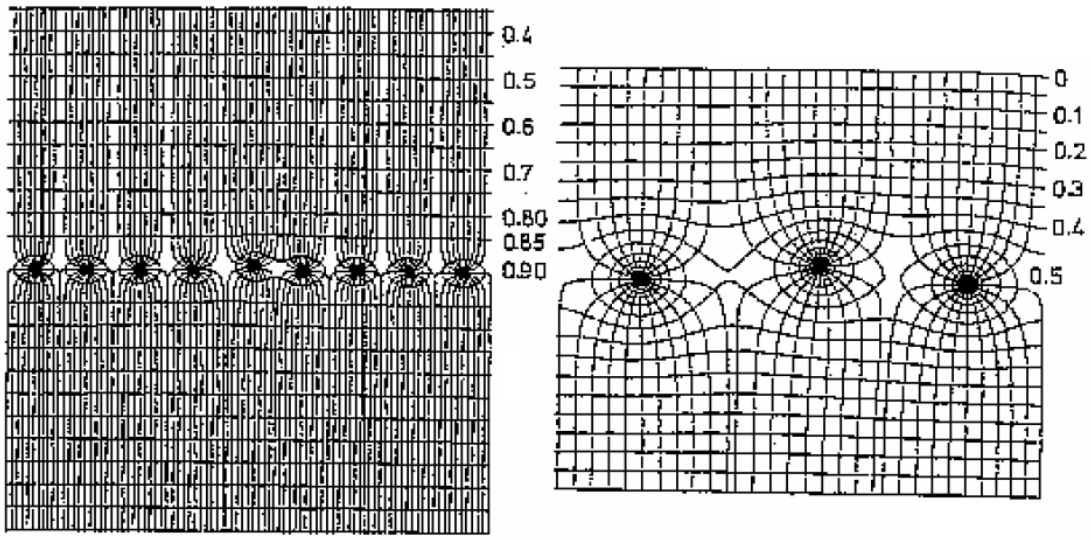


Fig. 1.6 - Configurazione di base di una camera a drift multifilo proporzionale

1.3 – Caratteristiche generali di un rivelatore di particelle.

Di seguito si riportano le caratteristiche generali dei rivelatori di particelle:

- Sensibilità : minimo segnale d' ingresso in termini di energia rilasciata, che produce un segnale elettrico)misurabile in uscita.
- Massa del rivelatore;
- Rumore intrinseco del rivelatore;
- Materiale protettivo che circonda il volume sensibile del rivelatore;
- Risoluzione in termini di energia;
- Efficienza del Rivelatore;
- Fattore di amplificazione;
- Tempo Morto: tempo richiesto dal sistema per elaborare un evento e ritornare in condizioni di partenza;
- Tempo di Risposta: tempo per formare il segnale dopo l' arrivo della radiazione;

Per aver una ottima precisione in tempo, il segnale dovrebbe avere un tempo di salita più piccolo possibile. Durante questo periodo non può essere accettato un secondo

segnale (evento) perché il rivelatore può essere insensibile o perché si forma un 'pile-up' (il secondo segnale si sovrappone al primo). Tutto ciò contribuisce al tempo morto del sistema e limita la velocità di risposta a cui può operare.

Esiste un certo range di campo elettrico in cui la velocità di deriva di elettroni in alcuni gas raggiunge un valore stabile. È opportuno lavorare in tali regioni in quanto la velocità di deriva risulta indipendente da disomogeneità del campo e da variazioni del voltaggio di lavoro. La purezza del gas è molto importante; ad esempio se fossero presenti elementi elettronegativi, gli elettroni potrebbero essere catturati nel loro moto di deriva verso l'anodo. I livelli energetici permessi per queste impurità dipendono dalla lunghezza del cammino di deriva: più è lungo, più alto deve essere il livello di purezza.

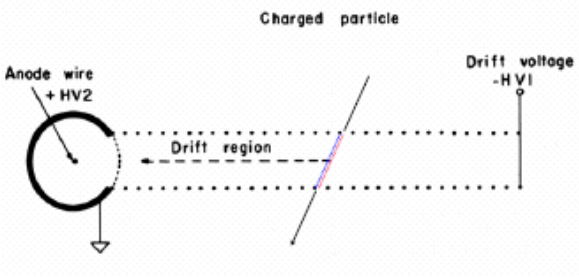


Fig. 1.7 - Anode wire, Drift region, Drift voltage.

Durante questo periodo saranno persi degli eventi o per insensibilità o per pile-up.

Fig. 1.8 - KLOE Drift Chamber.

È importante avere una conoscenza precisa della velocità di deriva per poter ottenere le migliori informazioni dalle camere a drift. Per tale motivo la scelta del gas di riempimento e delle sue proprietà di deriva è basilare ed a tale proposito vengono utilizzati alcuni programmi di calcolo, fra cui Garfield, sviluppato al CERN di Ginevra.

2. La Camera a Drift – modellazione geometrica e prima fase di analisi.

Ciò di cui vogliamo occuparci in questo lavoro riguarda la risposta strutturale dell'architettura portante della Camera a Drift, ovvero il cilindro ed i piatti di chiusura. Trovandosi nel cuore dell'intera struttura, il fascio di particelle che attraverserà la Camera si terrà costantemente a diretto contatto con essi. Nonostante sia indispensabile comprendere il campo di applicazione del componente studiato, da un punto di vista ingegneristico è prioritario capire come è costituita strutturalmente la Camera a Drift e quali sono le condizioni operative alle quali è subordinata, in termini di carichi e vincoli, sia meccanici che progettuali.
Prima di addentrarci nell'analisi in dettaglio dei componenti, si introducono i concetti base dell'analisi FEM e le potenzialità principali del software commerciale ANSYS.

2.1 – Introduzione all'analisi FEM e al software commerciale ANSYS.

Il metodo agli Elementi Finiti è uno strumento matematico sviluppato e raffinato nei decenni da diversi fisici, matematici ed ingegneri, a partire da Duncan e Collar (1930-35), passando per Hrennikoff e Courant (1945), fino a Turner e Ray W. Clough; ciò di cui oggi usufruiamo è uno strumento potente e particolarmente flessibile, legato all'evoluzione tecnologica in termini di sviluppo hardware e software.

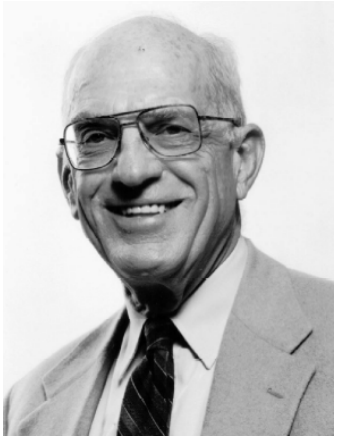


Fig. 2.1 - Ray W. Clough

Per comprendere a fondo le ragioni per cui oggi svariate multinazionali concentrano le loro ricerche sull'incremento delle performance dei solutori agli elementi finiti, è necessario fare chiarezza sui motivi della loro nascita e del loro sviluppo. I primi settori nei quali si utilizzò la teoria degli Elementi Finiti furono l'aeronautica militare ed il campo civile; la necessità era quella di riprodurre tramite un prototipo virtuale la reale struttura e verificarne la bontà controllando determinate criticità difficili da esaminare avvalendosi esclusivamente di relazioni analitiche. Inoltre il metodo agli Elementi Finiti consentiva di ridurre sia i costi derivanti dalla realizzazione fisica di un certo numero di prototipi da testare poi sperimentalmente, sia i costi derivanti dall'elevato numero di pezzi difettosi fabbricati nelle produzioni in serie.

La capacità di essere implementato quindi in svariati campi di applicazione, ha spinto varie multinazionali nel campo dei software ingegneristici ad approfondire la ricerca sulle potenzialità degli Elementi Finiti, rendendoli uno strumento fondamentale per il calcolo e particolarmente "user-friendly". Proprio questa facilità nell'utilizzo del FEM potrebbe però generare dei problemi inizialmente imprevisti, come l'incoscienza da parte dell'utilizzatore sulle potenzialità di tale strumento ma anche dei suoi limiti costitutivi derivanti per definizione dalle approssimazioni numeriche.

Il Metodo agli Elementi Finiti ha come scopo principale quello di convertire le equazioni differenziali rappresentanti le condizioni di equilibrio in equazioni algebriche; tale trasformazione introduce una approssimazione e perciò un errore dovuto alla presenza di un residuo che quantifica la mancanza di equilibrio dovuta alla discretizzazione.

D = operatore differenziale

$\{\eta\}$ = campo di spostamento analitico

$\{F\}$ = vettore dei termini noti

Equazioni differenziali di equilibrio: $D\{\eta\} = \{F\} \rightarrow D\{\eta\} - \{F\} = 0$

Sostituendo al campo di spostamento analitico $\{\eta\}$ un campo di spostamento approssimato $\{u\}$ esprimibile sottoforma di espansione polinomiale, l'equazione non è soddisfatta: $D\{u(x)\} - \{F\} = E(x) \neq 0$

Consideriamo per semplicità un campo di spostamento approssimato in funzione della sola variabile x:

$$u(x) = C_1 + C_2\, x + C_3\, x^2 + \ldots + C_n\, x^{n-1}$$

Le costanti dovranno essere determinate sulla base delle informazioni a disposizione; potranno a tal proposito verificarsi tre situazioni differenti:

- Le condizioni al contorno a disposizione sono in numero maggiore rispetto alle costanti da determinare;
- Le condizioni al contorno a disposizione sono in numero uguale rispetto alle costanti da determinare;
- Le condizioni al contorno a disposizione sono in numero minore rispetto alle costanti da determinare.

Nel primo caso si sarà costretti a considerare soltanto alcune condizioni al contorno, trascurandone delle altre che quindi non potranno essere soddisfatte; una soluzione di questo tipo restituisce un risultato eccessivamente approssimato e per molti aspetti inaccettabile. Nel secondo caso le condizioni al contorno a disposizione sono appena sufficienti per trovare le costanti per poter definire completamente il campo di spostamento. Infine nel terzo caso, considerando m costanti ed n condizioni al contorno a disposizione, essendo m maggiore di n, ci saranno m-n costanti indeterminate, da definire attraverso i metodi di minimizzazione del residuo (o errore) E(x). I metodi a disposizione per minimizzare l'errore sono differenti, ma tra i più noti ricordiamo:

- **Point Collocation** (viene annullato il residuo in un numero di punti all'interno del dominio pari al numero di costanti ancora incognite);

- **Subdomain Collocation** (viene annullato l'integrale dell'errore valutato in un sottodominio);

- **Residui Pesati** (viene annullato l'integrale dell'errore, moltiplicato per una funzione peso, all'interno dell'intero dominio);
    - **Galerkin** (le funzioni peso corrispondono esattamente alle funzioni di forma dell'elemento da analizzare);

- **Minimi quadrati** (viene annullata la derivata del'integrale su tutto il dominio dell'errore al quadrato).

Ad ogni modo il nostro fine ultimo è quello di poter esprimere tutte le grandezze fisiche coinvolte nel problema (in campo statico strutturale si parla di spostamenti, stress, tensioni, energia di deformazione, ecc) in termini di valori nodali. Analizzando nel dettaglio il caso strutturale, in primo luogo va definito un campo di spostamento approssimato, esprimendolo come abbiamo visto sotto forma di espansione polinomiale; imponendo le condizioni al contorno si ricava il campo di spostamento in funzione degli spostamenti nodali, espressi da un vettore in cui il numero di termini è pari al numero di gradi di libertà del sistema. Il perno centrale sul quale si basa l'intera teoria degli Elementi Finiti sono le Funzioni di Forma, che legano il campo di

spostamento agli spostamenti nodali. Sono di seguito riportate le relazioni basilari in campo statico strutturale:

Campo di spostamento approssimato: $\{u\} = [P]\{\alpha\}$

$\{u\}$ = vettore del campo di spostamento approssimato

$[P]$ = matrice dei termini relativi all'espansione polinomiale

$\{\alpha\}$ = vettore dei termini polinomiali delle variabili x,y,z

Condizioni al contorno: $\{\underline{u}\} = [C]\{\alpha\} \rightarrow \{\alpha\} = [C]^{-1}\{\underline{u}\}$

$\{\underline{u}\}$ = vettore degli spostamenti nodali.

$[C]$ = matrice relativa alle condizioni al contorno

$$\{u\} = [P][C]^{-1}\{\underline{u}\} = [N]\{\underline{u}\}$$

$[N]$ = matrice delle Funzioni di Forma.

Equazione di equilibrio: $[k]\{u\} = \{F\}$

$[k]$ = matrice di rigidezza.

Legame cinematico: $\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{\underline{u}\} = [B]\{\underline{u}\}$

$[\partial]$ = operatore differenziale.

$[B]$ = matrice di deformazione.

Legame costitutivo: $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{\underline{u}\}$

$[D]$ = matrice costitutiva.

$\{\varepsilon\}$ = vettore delle deformazioni.

Matrice di rigidezza: $[k] = \int_V [B]^T[D][B]dV$

Affinché il metodo FEM possa essere applicato, è fondamentale assicurarsi che esista e possa essere definito a priori un funzionale per il settore da analizzare, come ad esempio l'Energia Potenziale Totale per il campo strutturale. Applicando i principi

variazionali, la stazionarietà della funzione potenziale permette di ottenere le relazioni di equilibrio del sistema; nel caso del campo strutturale il funzionale è pari a:

$$\Pi = \frac{1}{2} \{a\}^T [K] \{a\} - \{a\}^T \{F\} = \text{Energia Potenziale Totale.}$$

Imponendone la stazionarietà si ottiene:

$$d\Pi/d\{a\} = 0 \rightarrow \quad \frac{1}{2} d\{a\}^T [K] \{a\} + \frac{1}{2} \{a\}^T [K] d\{a\} - d\{a\}^T \{F\} = 0$$

$$\frac{1}{2} d\{a\}^T [K] \{a\} = \frac{1}{2} \{a\}^T [K] d\{a\} \qquad \text{(per [K] simmetrica)}$$

$$d\{a\}^T [K] \{a\} - d\{a\}^T \{F\} = 0$$

$$[K] \{a\} - \{F\} = 0$$

Come è stato precedentemente accennato, la soluzione nel metodo FEM viene ottenuta in termini di spostamenti nodali; per questa ragione, considerando il sistema relativo alle equazioni di equilibrio appena enunciato è necessario ottenere il vettore {a} triangolarizzando o diagonalizzando la matrice di rigidezza [K]; questo processo è particolarmente importante poiché costituisce, computazionalmente, circa l'80% del tempo di calcolo necessario al processore per ottenere la soluzione. I metodi utilizzati per calcolare {a} sono diretti o iterativi; tra i metodi diretti vanno menzionati quello di Gauss, il metodo frontale e la decomposizione di Cholewsky; per i metodi iterativi il più utilizzato è il metodo del precondizionatore.

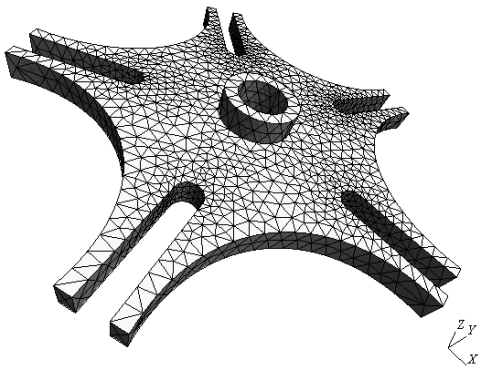


Fig. 2.2 – Esempio di elemento meshato

Relativamente all'analisi sulla struttura della Camera a Drift, si utilizza il software commerciale ANSYS, un solutore frontale che sfrutta i processi di *triangularization and back-substitution* del solutore alla Gauss depositando le righe e le colonne già scansionate della matrice, all'interno di un file immagazzinato, e processando

esclusivamente le righe e le colonne correnti, avendo così la possibilità di trattare sistemi con matrici di rango elevato.

In quasi ogni settore, avvalersi della simulazione per lo sviluppo dei prodotti si è rivelata una strategia indispensabile per realizzare soluzioni sempre più innovative, ridurre i costi di produzione e sviluppo e accelerare il *time to market.* Inoltre enormi miglioramenti sono resi possibili da *Smart Engineering Simulation* di ANSYS 12.0 che comprime drasticamente i cicli di progettazione e analisi, consente studi parametrici e ottimizzazione della progettazione su fisiche diverse, aumenta l'accuratezza e la completezza dei prototipi virtuali e acquisisce e riutilizza i processi e i dati di simulazione. Essa rappresenta oggi la più completa soluzione di simulazione e prototipazione disponibile, supporta la progettazione e la validazione del prodotto in un ambiente virtuale altamente utilizzabile e completo, in grado di cogliere fenomeni fisici complessi e combinati garantendo un elevato grado di affidabilità nel progetto del prodotto.

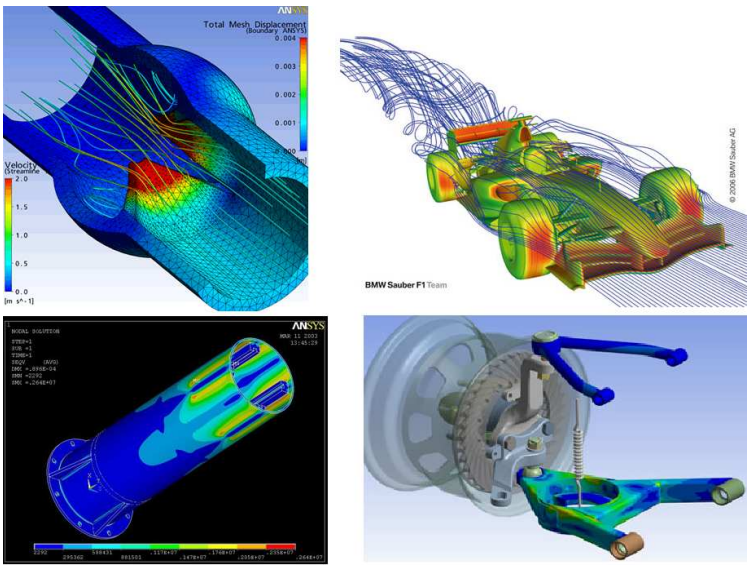


Fig. 2.3 - ANSYS WB - Campi di applicazione

La piattaforma ANSYS si suddivide principalmente in due interfacce principali: ANSYS "*Mechanical APDL*" ed ANSYS "*Workbench*"; quest'ultimo è un ambiente di simulazione flessibile che consente ai progettisti di creare, visualizzare e gestire facilmente le simulazioni, sfruttando anche la possibilità di governare fasi progettuali in parallelo o in serie su uno stesso *workflow*. L'ambiente ANSYS Workbench cattura e automatizza i processi ripetibili, fornendo significativi aumenti di produttività e consentendo di giungere a progetti migliori più velocemente. Gli ingegneri possono facilmente analizzare più scenari what-if, ottimizzare i loro progetti su differenti fenomeni fisici e progettare nel rispetto del concetto six sigma, il quale consente la gestione della basato sul controllo dello scarto quadratico medio, (indicata con la

lettera greca Sigma) allo scopo di portare la qualità di un prodotto o di un servizio ad un determinato livello, particolarmente favorevole per il consumatore.

Il software ANSYS offre oggi un'ineguagliabile ampiezza tecnica che consente ai clienti di esplorare una gamma completa di comportamenti dinamici: dalla risposta di frequenza al movimento complessivo dei sistemi multi body flessibili non lineari. La suite comprende un ampio portafoglio di solver che offre una gamma completa di funzionalità, dalla meccanica strutturale alla dinamica dei fluidi, all'analisi termica fino all'elettromagnetismo. Ciò è possibile poiché viene utilizzato il medesimo metodo per tali problemi di campo aventi una formulazione simile. Non solo le singole funzionalità di ANSYS rappresentano il best-in-class, ma non presentano alcun problema di connettività l'una con l'altra. Questa caratteristica consente al software di offrire un'incomparabile capacità multifisica che supporta le più accurate e realistiche simulazioni delle prestazioni del prodotto nel mondo reale – valutandone i complessi effetti fisici. La tecnologia ANSYS consente agli utenti di configurare e gestire svariate simulazioni fisiche con un semplice *drag-and-drop*. Unitamente alla nota tecnologia fisica esistente, esso stabilisce un approccio intelligente a simulazioni multiphysics complete.

Con l'introduzione nella piattaforma ANSYS Workbench del solver ANSYS FLUENT i professionisti CFD possono ora sfruttare un ambiente di modellazione parametrico e persistente e accedere a tecnologie chiave come l'integrazione CAD bi-direzionale meshing avanzato e post-processing sofisticato.

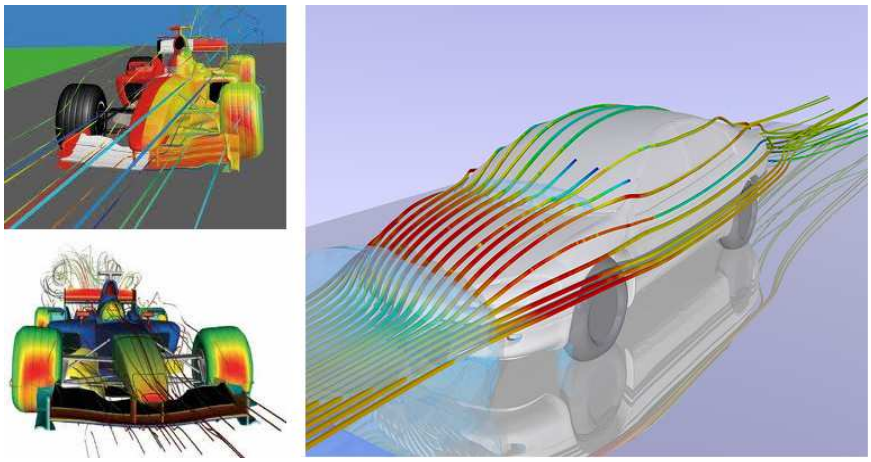


Fig. 2.4 - Analisi fluidodinamiche realizzate tramite ANSYS

Soluzione altamente scalabile e personalizzabile, ANSYS permette ai singoli clienti di implementare tecnologie best-in-class a livelli adeguati alle proprie esigenze di simulazione. Il software può essere configurato per utenti evoluti o professionali, implementato per un singolo utente o per un'azienda ed eseguito su laptop o cluster di computer paralleli.

2.2 – Modellazione geometrica.

Dopo aver presentato brevemente la teoria degli elementi finiti e dopo aver discorso sulle potenzialità del software commerciale ANSYS, si passa a descrivere nel dettaglio la fase di modellazione della geometria relativa al cilindro interno ed ai piatti di chiusura (o *membrane*) della camera a drift, simmetrici l'uno rispetto all'altro.

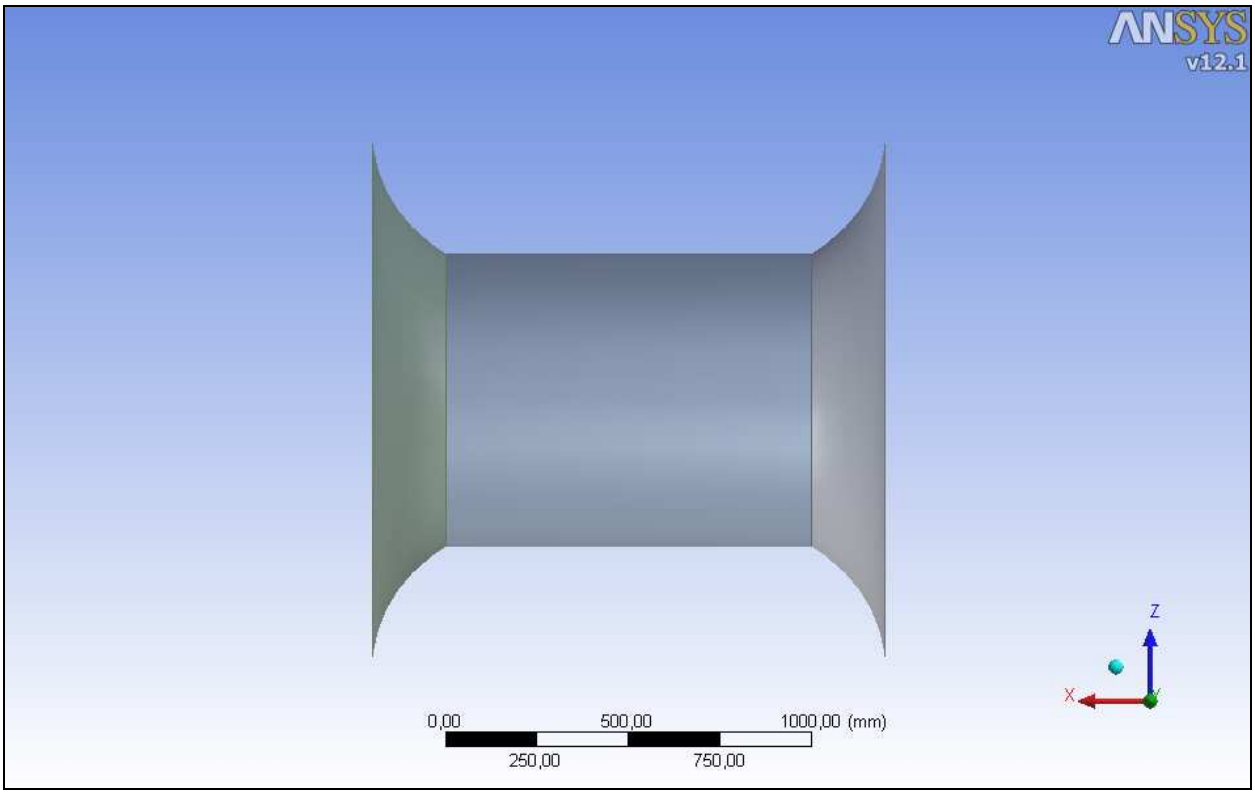


Fig. 2.5 - Modellazione geometrica della Camera a Drift.

I vincoli geometrici ai quali siamo inderogabilmente legati sono:

Lunghezza del cilindro: **1000 mm.**

Diametro interno del cilindro: **800 mm.**

Diametro esterno dei piatti di chiusura: **1400 mm.**

Se da un punto di vista degli ingombri verticali siamo completamente vincolati, il medesimo discorso non vale per gli ingombri orizzontali; difatti la distanza lungo l'asse

X della circonferenza esterna del piatto di chiusura non è fissata, costituendo in tal modo, un parametro geometrico progettuale da poter sfruttare al fine di raggiungere gli obiettivi.
Inoltre non è fissato "a priori" il profilo dei piatti di chiusura, perciò la curvatura degli stessi costituisce un ulteriore importante parametro progettuale, sul quale poter "giocare" per migliorare la risposta strutturale.
Essendo ognuno dei piatti di chiusura una superficie di rotazione originata da una curva generatrice nel piano, per modificare la curvatura dell'intero piatto basta modificare il profilo di partenza; la via ingegneristicamente più corretta è quella di considerare la curva generatrice come una "spline" passante per un certo numero di punti. Il software utilizzato per modellare tale geometria è Ansys Workbench, sezione "Modeler". Una spline è definita come una curva isoparametrica e ciò significa che l'equazione della stessa è rappresentata da una retta se la curva passa per 2 punti, da un polinomio di 2° grado se passa per 3 punti, di 3° grado se passa per 4 punti, e così via. La strada ottimale per modellare la curva generatrice per gli "end - plate" è quella di considerare la sua equazione come un polinomio di 2° grado, del tipo

$$y(x) = ax^2 + bx + c$$

costruita con una spline passante quindi per 3 punti. Si è scelto di non aumentare il grado del polinomio rappresentante l'equazione della curva generatrice poiché l'equazione parabolica costituisce il miglior compromesso alla luce delle migliaia di combinazioni possibili e dei tempi di calcolo relativamente ristretti; a questo si aggiunge il fatto che in un polinomio di grado superiore al secondo si può verificare la presenza di punti di flesso; qualora abbia luogo tale situazione, essa sarebbe difficile da trattare praticamente in quanto la superficie in questione sarebbe interessata da stati tensionali e deformativi molto irregolari e sarebbe difficoltosa da realizzare produttivamente in materiale composito.
Nell'immagine successiva viene rappresentata la curva spline "di tentativo", che ha costituito il punto di partenza per la prima analisi della struttura.

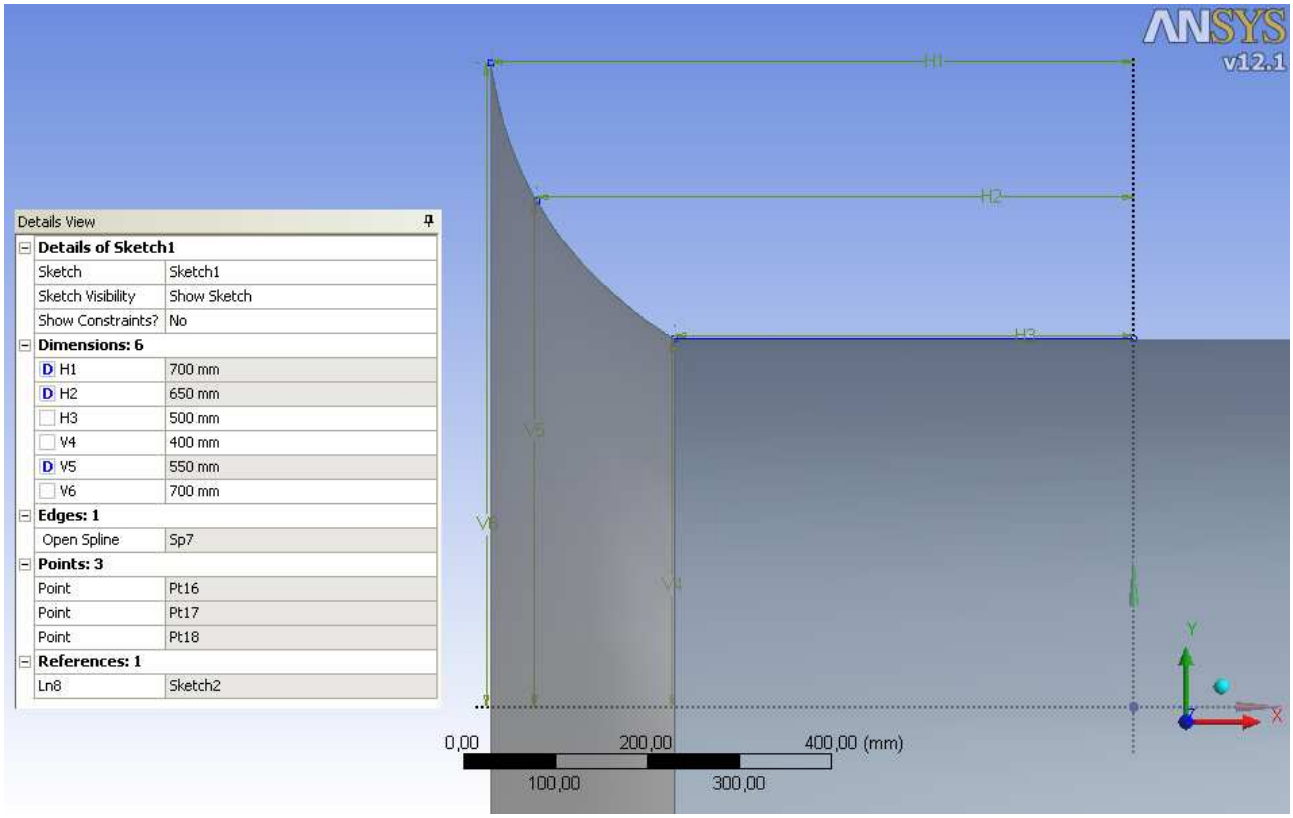


Fig. 2.6 - Parametrizzazione geometrica del profilo dei piatti esterni.

Le coordinata relative ai tre punti della spline sono:

H_1 = 700 mm (Coordinata X del punto più esterno della spline)

V_6 = 700 mm (Coordinata Y del punto più esterno della spline)

H_2 = 650 mm (Coordinata X del punto centrale della spline)

V_5 = 550 mm (Coordinata Y del punto centrale della spline)

H_3 = 500 mm (Coordinata X del punto più interno della spline)

V_4 = 400 mm (Coordinata Y del punto più interno della spline)

Sulla base delle considerazioni fatte precedentemente, le coordinate H_3, V_4 e V_6 sono definite "a priori", quindi non modificabili. Viceversa H_1, H_2 e V_5 sono dei parametri variabili e costituiscono lo spazio praticabile per il progettista al fine di ottimizzare la

geometria in funzione degli obiettivi prefissati. I valori settati in questo frangente determinano la prima curva generatrice "di tentativo"; è banale dedurre che variando i valori delle coordinate H_1, H_2 e V_5 si modifica il profilo dei piatti di chiusura e cambia la risposta strutturale; poiché non si può cercare la migliore combinazione delle tre coordinate per ispezione, Ansys Workbench permette di gestire le coordinate di un punto come variabili del problema e non come costanti; questo consente di poter interpretare il modello geometrico come *parametrico,* ottimizzabile attraverso un ciclo genetico iterativo gestito dal software di ottimizzazione multiobiettivo ModeFRONTIER.

2.3– Elemento SHELL 181.

Si introdurranno di seguito le proprietà e la caratteristiche salienti dell'elemento piastra utilizzato per modellare l'intera struttura della Camera a Drift: l'elemento SHELL181.

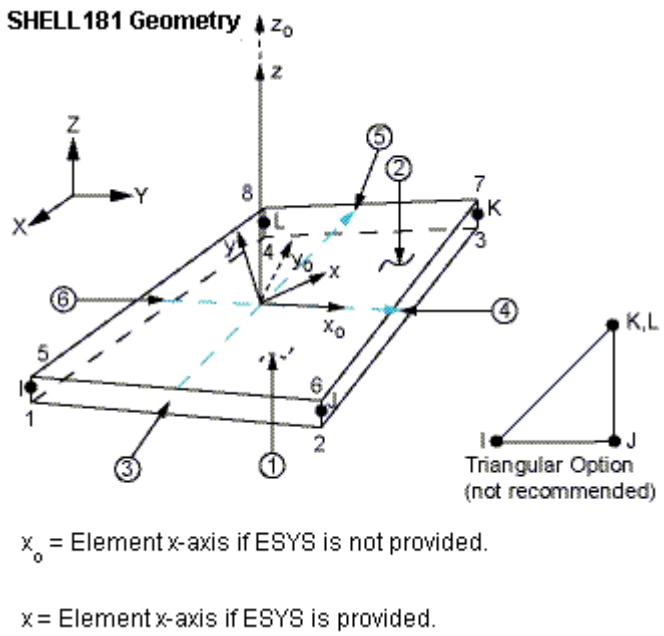


Fig. 2.7 - Geometria della SHELL181.

L'elemento SHELL181 è adatto ad analizzare delle strutture con spessori piccoli o comunque moderati. Esso è un elemento a 4 nodi con 6 g.d.l. per ogni nodo: traslazione lungo x, y e z e rotazioni attorno ai medesimi assi. Qualora si utilizzasse l'opzione MEMBRANE ONLY, il comportamento dell'elemento terrebbe conto esclusivamente delle sollecitazioni membranali, comportandosi perciò come un guscio e considerando esclusivamente i suoi 3 g.d.l. traslazionali.

L'elemento SHELL181 è particolarmente adatto per applicazioni lineari, grandi rotazioni e/o grandi deformazioni. Nelle analisi non lineari si tiene conto dei cambiamenti all'interno dello spessore. Nel dominio dell'elemento, sono supportate sia l'integrazione completa, sia l'integrazione ridotta.

La SHELL181 potrebbe essere utilizzata anche per modellare elementi stratificati (*layered*) per analizzare i laminati in materiale composito o per le strutture in sandwich. L'accuratezza del modello in composito è governato dalla teoria sulla deformazione a taglio del primo ordine (generalmente riferita alla teoria delle piastre di *Reissner-Mindlin*).

Si riporta in appendice un breve sommario di quelli che sono gli input e gli output per la SHELL181.

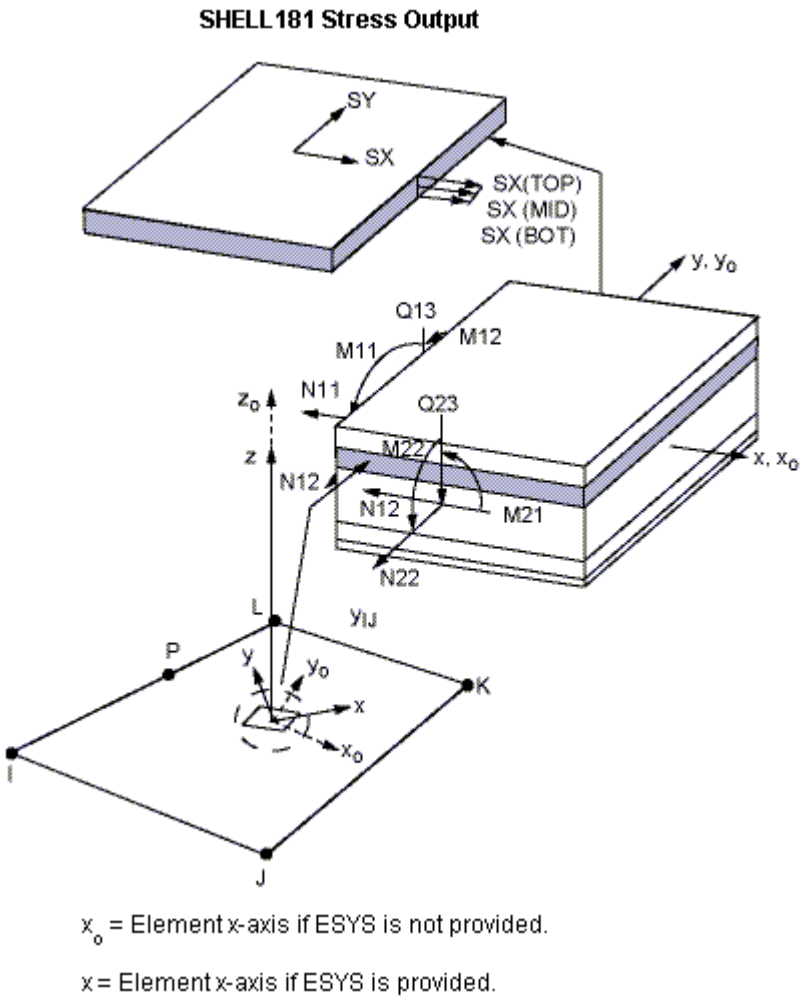


Fig. 2.8 - SHELL181 Stress Output.

Assunzioni e restrizioni

- ANSYS raccomanda l'utilizzo di questo elemento in elementi non di forma triangolare, tranne che per elementi di riempimento (filler element).
- Non sono consentiti elementi con area pari a zero (tale situazione potrebbe verificarsi nel caso in cui gli elementi fossero numerati in maniera impropria).
- Non sono consentiti elementi con spessore nullo o elementi rastremati con il bordo tendente a zero (sono però consentiti dei layer con spessore nullo).
- Il numero massimo di layer supportati è 250.
- Se viene utilizzato un caso con carico a step, il numero di layer non può variare da uno step all'altro.
- Se l'elemento viene associato con delle sezioni preintegrate, subentrano anche delle altre restrizioni.

- Se viene utilizzata l'integrazione ridotta, l'elemento SHELL181 ignora l'effetto dell'inerzia alla rotazione quando viene usato un laminato sbilanciato, ed inoltre tutti gli effetti inerziali sono assunti essere nel piano nodale.
- Il calcolo degli "interlaminar shear stresses" si basa sulla semplificativa assunzione di unidirezionalità, con effetti flettenti disaccoppiati in ogni direzione. Se si dovesse richiedere una valutazione più accurata delle tensioni di taglio interlaminari, si dovrebbe usare la sottomodellazione shell-to-solid.
- La definizione delle section consente l'utilizzo di modelli di materiale iperelastici ed elastoplastici nella definizione dei laminati; ad ogni modo l'accuratezza della soluzione è in primo luogo governata dalle assunzioni fondamentali relative alla teoria delle piastre.
- La tensione σ_z lungo lo spessore è sempre nulla.
- L'elemento SHELL181 lavora perfettamente con lo schema risolutivo suggerito da Newton-Raphson.
- Se la section associata alla shell ha soltanto un layer ed il numero di punti di integrazione nella sezione è pari ad 1, allora la shell non ha rigidezza flessionale, condizione che può generare problematiche legate alla convergenza finale del problema.

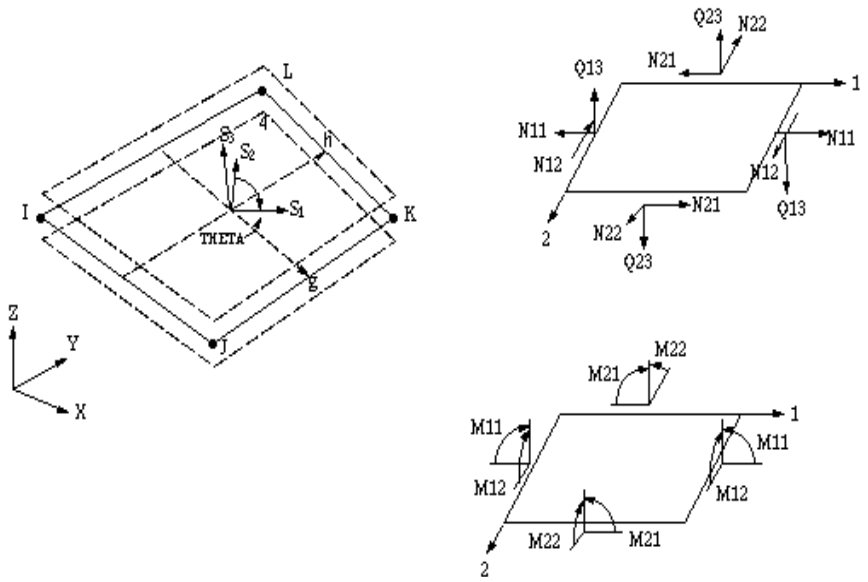


Fig. 2.9 - Caratteristiche della sollecitazione per l'elemento SHELL181.

Per ulteriori chiarimenti e proprietà specifiche relative alla SHELL181, si invita il lettore a fare riferimento al manuale ANSYS.

Per completezza si conclude il lavoro con una breve trattazione della piastra di Reissner-Mindlin in appendice.

2.4 – Condizioni operative: carichi e vincoli.

Allo scopo di analizzare la risposta statica strutturale della Camera, è necessario completare la fase di *Preprocessing* passando nella sezione *Model* all'interno del workflow di Ansys Workbench.

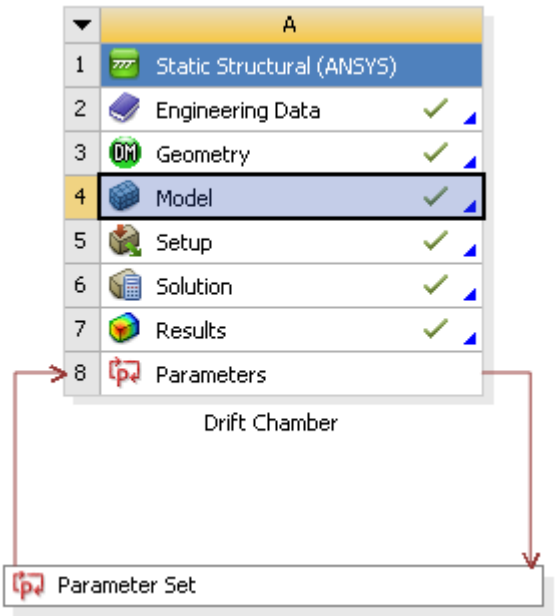


Fig. 2.10 - Interfaccia sul workflow ANSYS WB.

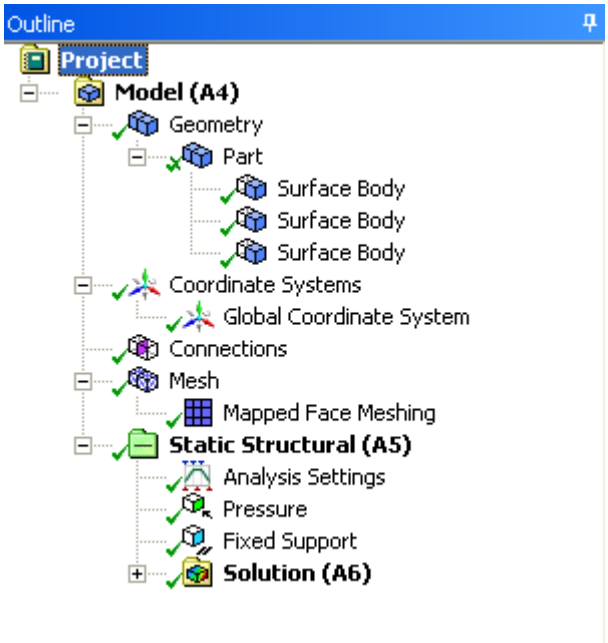


Fig. 2.11 – Menù della sezione "ANSYS Mechanical".

All'interno di Ansys WB è possibile settare in modo semplice i parametri per la preparazione alla soluzione. Va in primo luogo indicato lo spessore delle superfici (1 mm) e il materiale costituente (in questo caso si sceglie come materiale isotropo una lega di Alluminio). Nelle suddette condizioni si può indagare su alcune proprietà della struttura, come volume totale, massa e superficie. In questa fase la massa viene accompagnata dal simbolo "P"; in tal modo la si può trattare come parametro di output, essendo la minimizzazione di tale grandezza un obiettivo dell'analisi.

Properties	
Volume	5,0116e+006 mm³
P Mass	13,882 kg
Surface Area(approx.)	5,0116e+006 mm²
Scale Factor Value	1,

Vengono in secondo luogo creati i sistemi di riferimento, utili nel settaggio dei carichi, nell'imposizione dei vincoli e nella lettura delle mappe dei risultati. In questo caso si

sostituisce il classico sistema di riferimento cartesiano ad uno cilindrico, dato il tipo di simmetria del sistema.

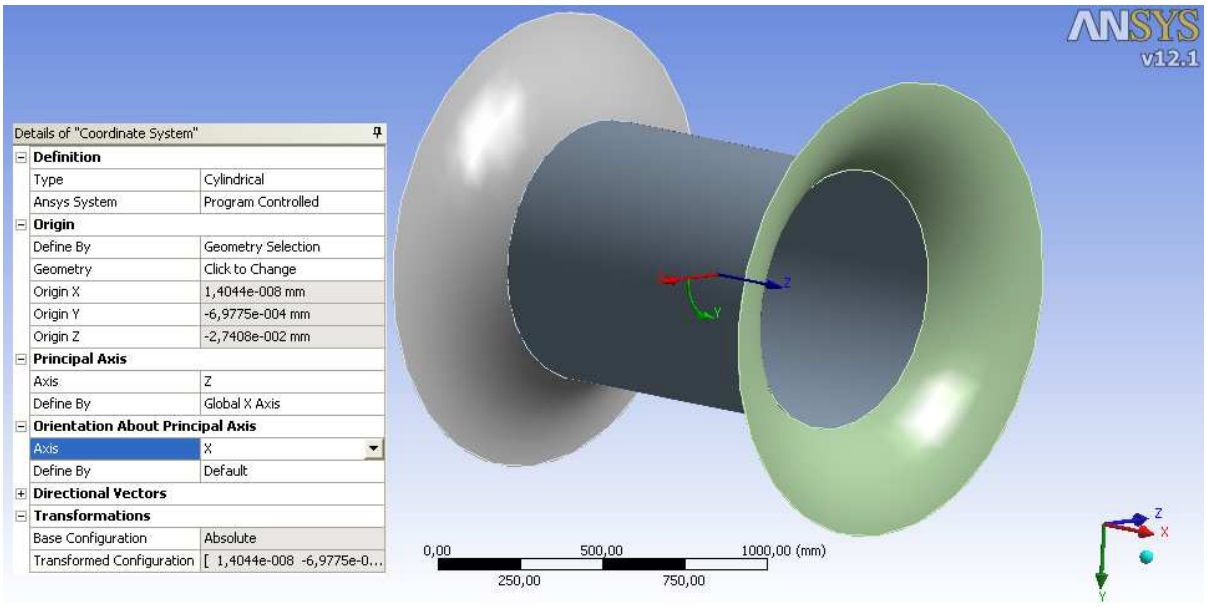


Fig. 2.12 - Creazione di un nuovo sistema di riferimento.

Si passa successivamente alla fase di discretizzazione (meshing) del modello; nel caso specifico, data la regolarità e la simmetria della geometria, si è scelta una mesh mappata per tutte le superfici con una rilevanza *media*.

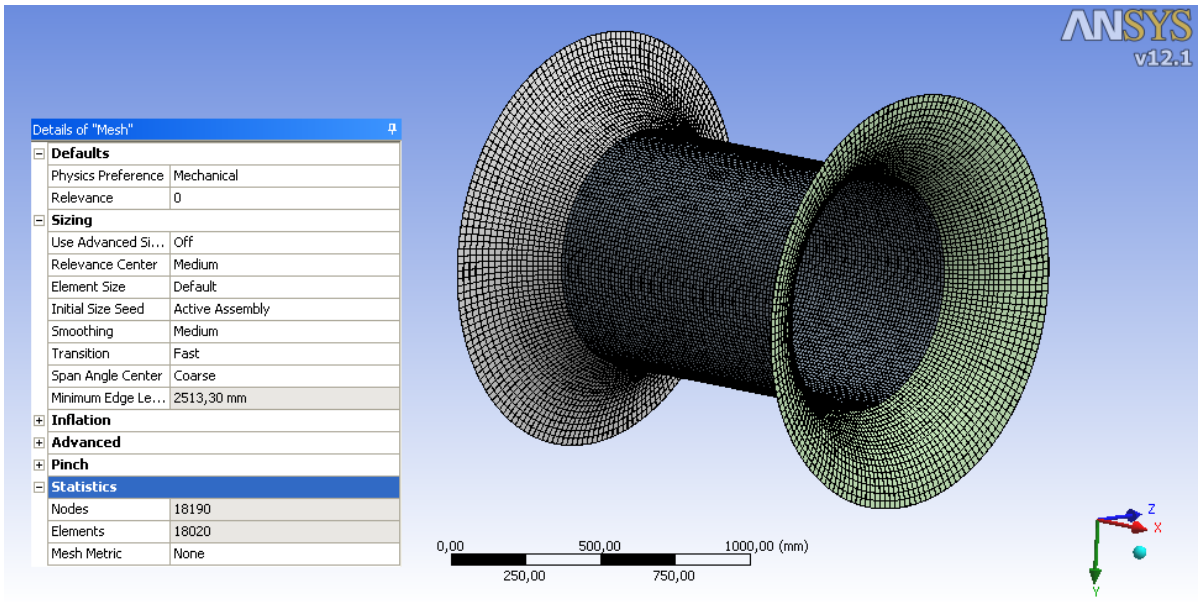


Fig. 2.13 - Fase di discretizzazione (mesh) del modello.

Per la geometria corrente il numero di nodi è pari a 18190, con 18020 elementi quadrangolari mappati.

Passiamo ora alla fase di impostazione del carico agente sulla struttura e al settaggio dei vincoli; la Camera a Drift deve sopportare un carico rappresentato da una pressione esterna agente in direzione normale a tutte le superfici. L'entità della pressione distribuita uniformemente è pari a 1 atmosfera, ovvero 0,101325 MPa. Il tipo di vincolo al quale è sottoposta la struttura è un incastro in corrispondenza delle circonferenze esterne delle membrane di chiusura.

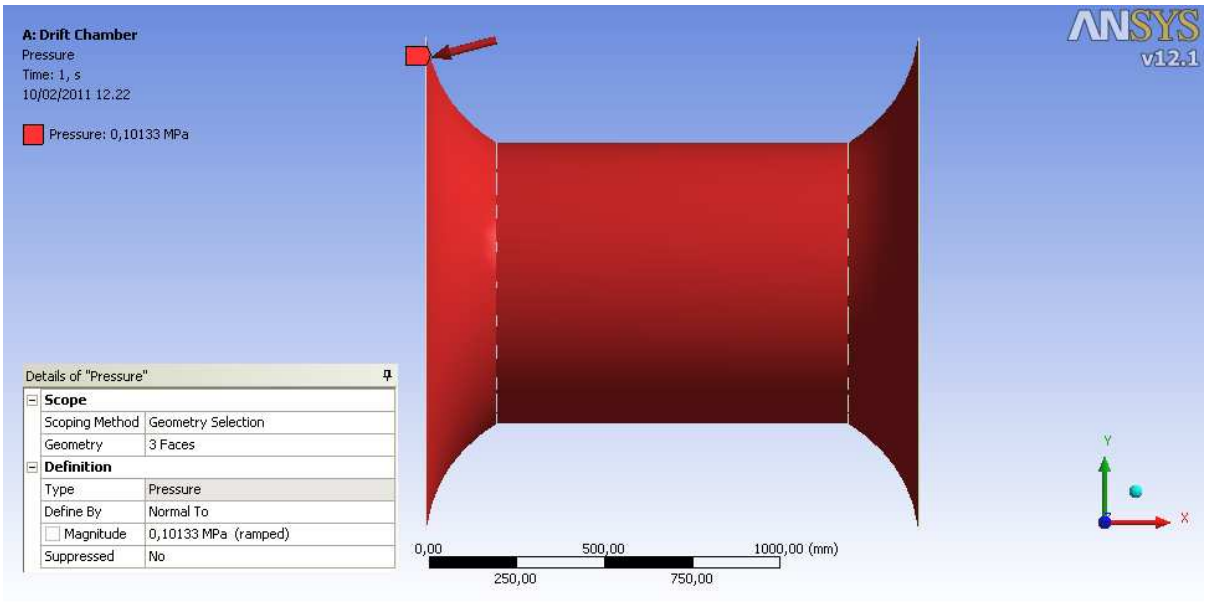


Fig. 2.14 - Applicazione del carico: pressione esterna (1 atm) normale alle superfici.

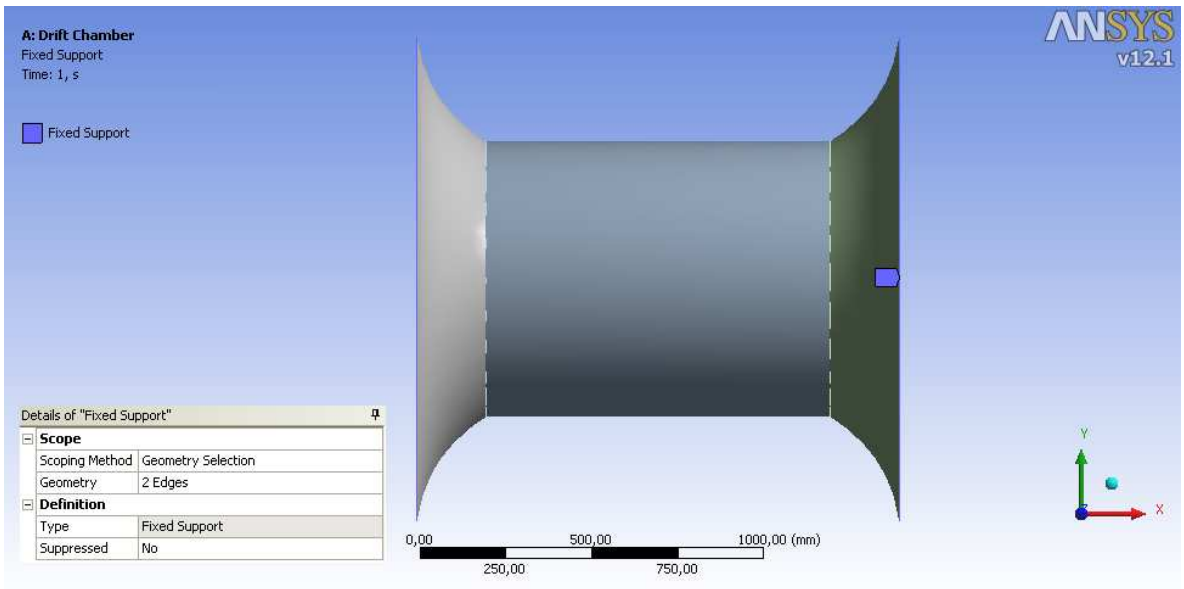


Fig. 2.15 - Imposizione dei vincoli: le circonferenze esterne dei piatti sono incastrate ad un cilindro esterno avente una rigidezza talmente più elevata da poter essere considerato in prima approssimazione indeformabile.

In tali condizioni la struttura è correttamente vincolata, cioè non presenta labilità, e perciò il solutore frontale Ansys potrà svolgere correttamente il calcolo senza incorrere

nel problema della singolarità della matrice di rigidezza. La soluzione sarà ottenuta in termini di spostamenti nodali e tutte le grandezze fisiche derivate verranno calcolate in funzione di essi.

2.5 – Analisi dei risultati per la configurazione di tentativo.

Vengono di seguito riportati i grafici relativi ai risultati ottenuti dall'analisi statica strutturale con materiale isotropo in ANSYS Workbench per il modello *di tentativo*.

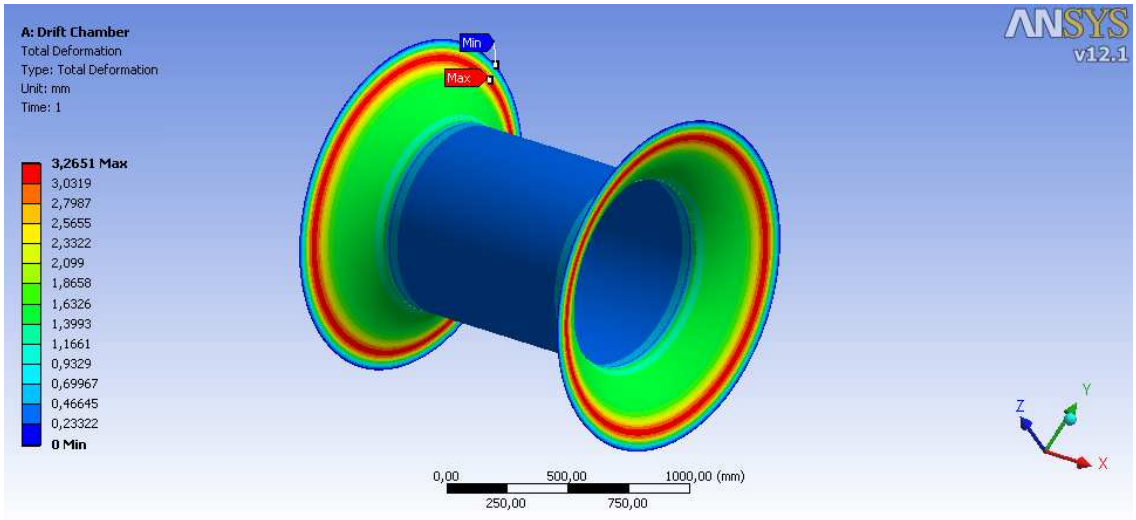


Fig. 2.16 - Total Deformation - Max: 3,2651 mm (modello in lega di Alluminio).

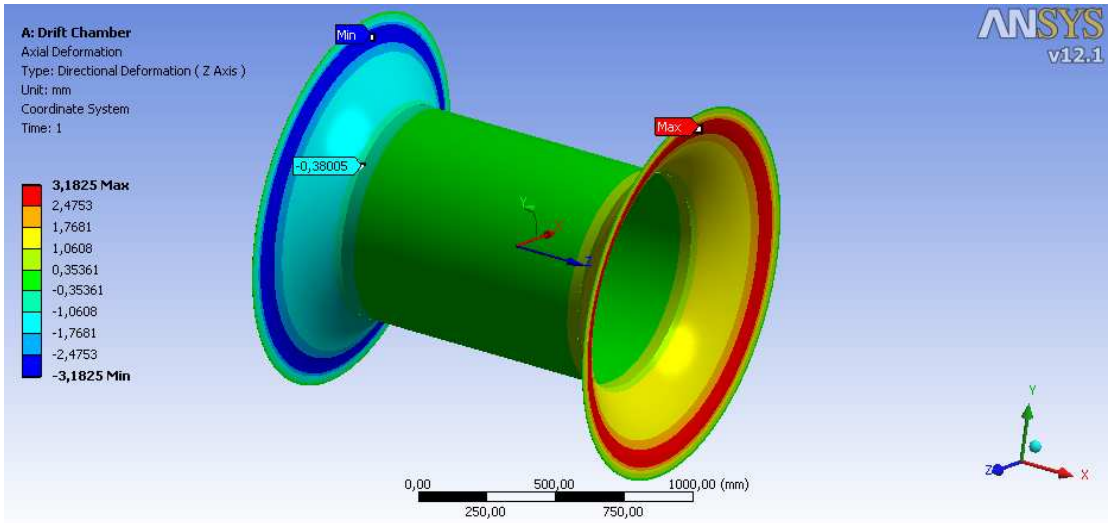


Fig. 2.17 - Axial Displacements, Z-axis - Max: 3,1825 mm (modello in lega di Alluminio).

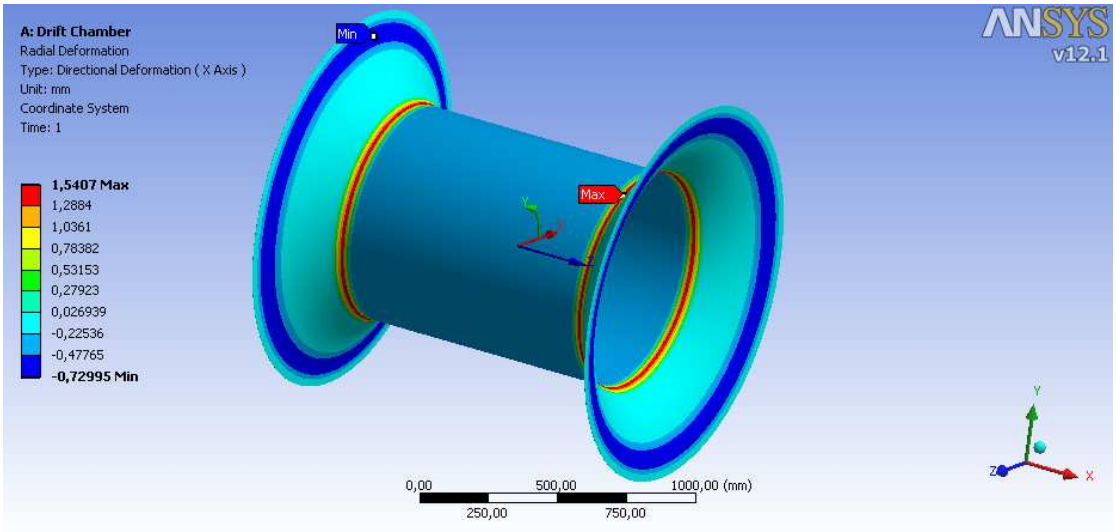


Fig. 2.18 - Radial Displacements, X-axis - Max: 1,5407 mm (modello in lega di Alluminio).

Le figure appena riportate sono relative alle configurazioni deformate in scala 1:1; non viene mostrata la deformazione circonferenziale essendo trascurabile rispetto a quella radiale ed assiale; sono tre di fatto gli ordini di grandezza di scarto tra la deformazione assiale e quella circonferenziale. Analizzando i valori ottenuti dal calcolo FEM, è evidente come complessivamente il vettore somma delle deformazioni si concentri maggiormente nei pressi della zona vincolare; certamente il comportamento più critico però è quello relativo alla deformazione radiale in corrispondenza della zona di aggancio tra cilindro interno e piatti esterni; tale considerazione potrà essere confermata anche dall'analisi dello stato tensionale complessivo e costituirà un parametro fondamentale in fase di ottimizzazione geometrica del modello. Infine si può notare come la conformazione geometrica e il tipo di carico applicato mandino in trazione il cilindro interno (come evidenziato nel grafico relativo alla deformazione assiale) favorendo l'aumento di rigidezza di quest'ultimo; un fattore decisamente positivo che dovrà essere sfruttato al massimo al fine di ridurre il peso di questo componente della Camera a Drift.

Si prosegue l'analisi dei risultati riportando le immagini relative agli stress, al fattore di sicurezza valutato secondo il criterio di resistenza di Von Mises ed al valore di stress in corrispondenza della giunzione tra cilindro e piatti esterni.

Si invita ad osservare come gli stress si concentrino bruscamente nella zona di giunzione tra cilindro e membrane e come la struttura interamente costituita da 1 mm di Alluminio fallisca esattamente in quella zona secondo il criterio di Von Mises.

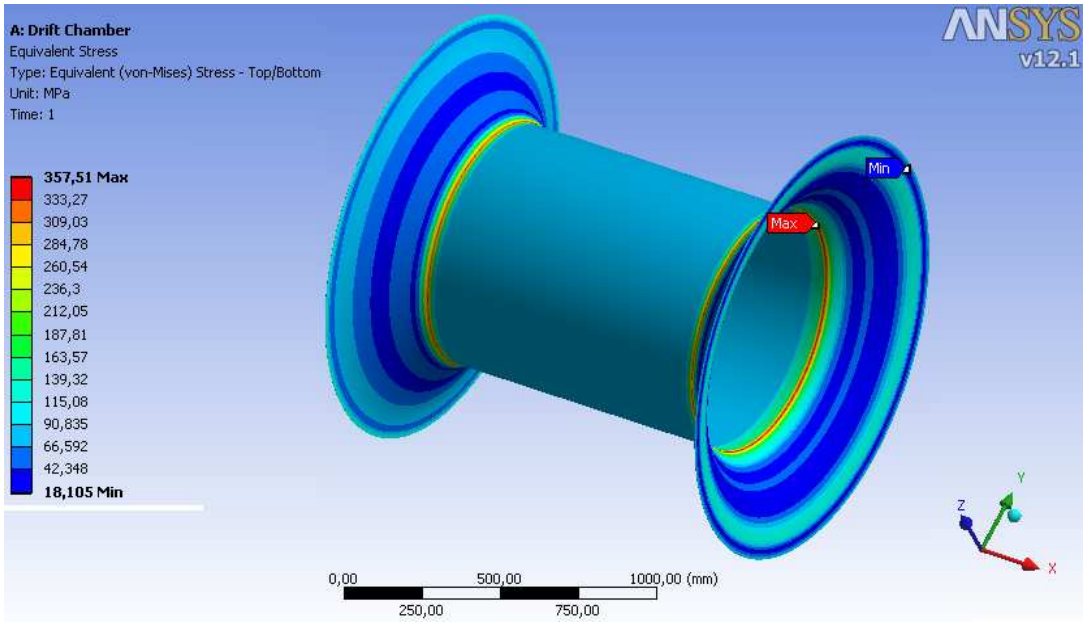


Fig. 2.19 - Equivalent Stress Von Mises - Max: 357,51 MPa (modello in lega di Alluminio).

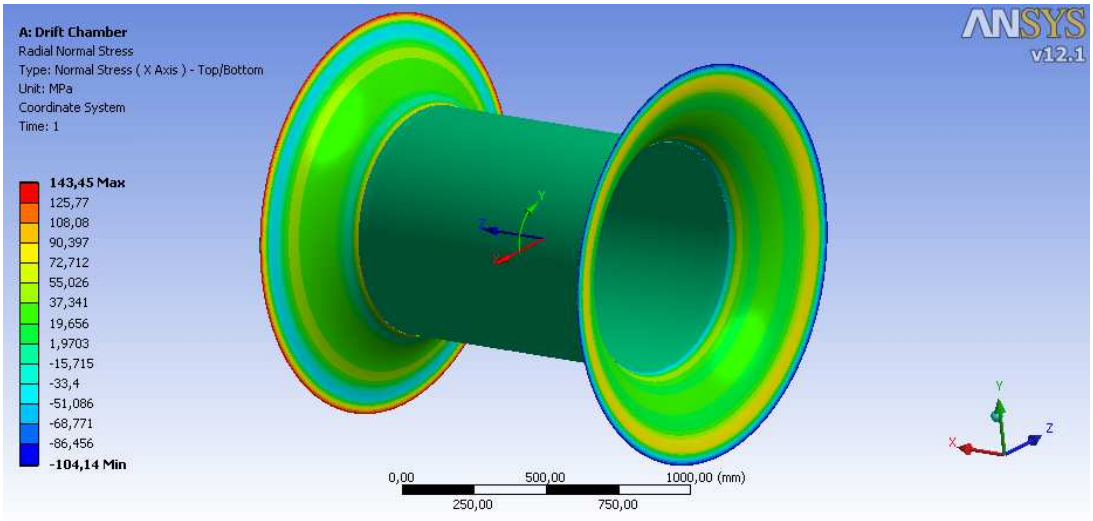


Fig. 2.20 - Radial Stress σ_x - Min: -104,14MPa, Max: 143,45MPa (modello in lega di Alluminio).

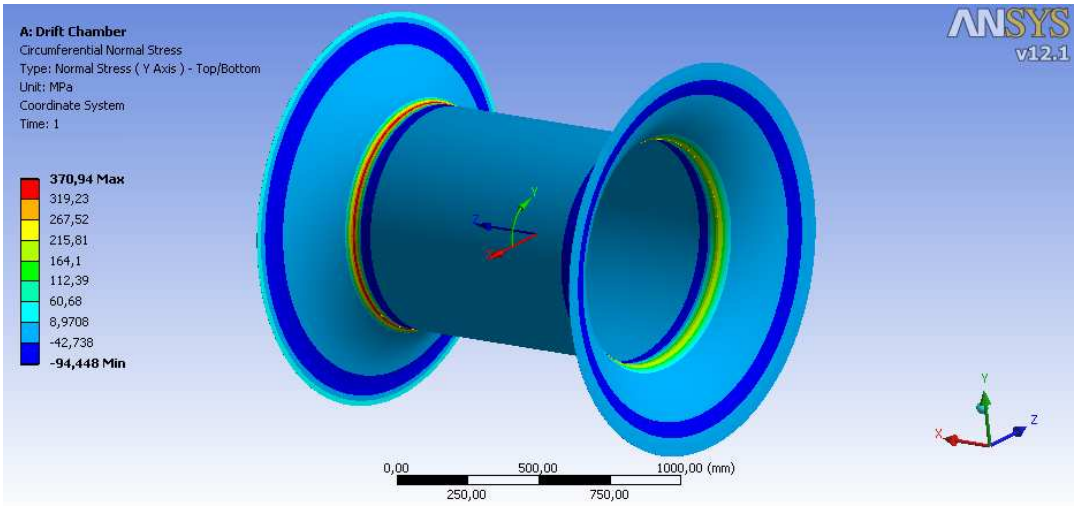


Fig. 2.21 - Circumferential Stress σ_0- Min: -94,45MPa, Max: 370,94MPa (modello in lega di Alluminio).

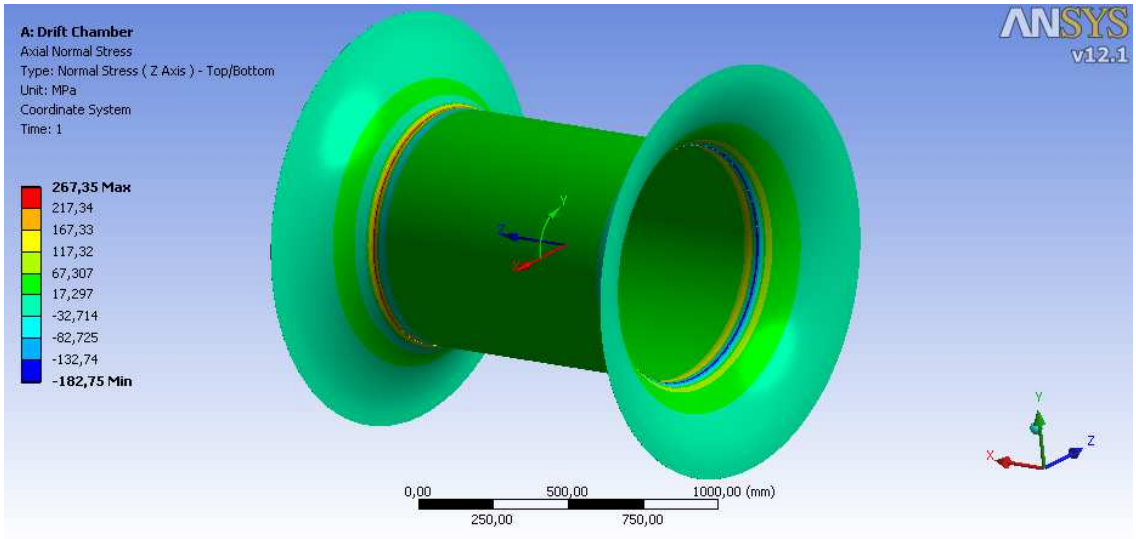


Fig. 2.22 - Axial Stress σ_z- Min: -182,75MPa, Max: 267,35MPa (modello in lega di Alluminio).

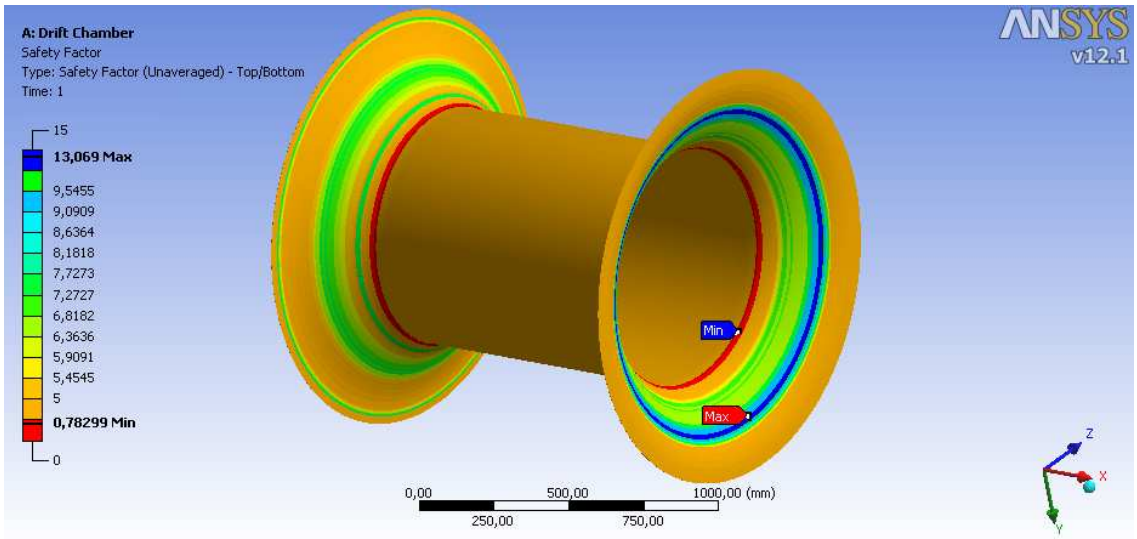


Fig. 2.23 - Safety Factor - Min: 0,783 (STATUS FAILED) (modello in lega di Alluminio).

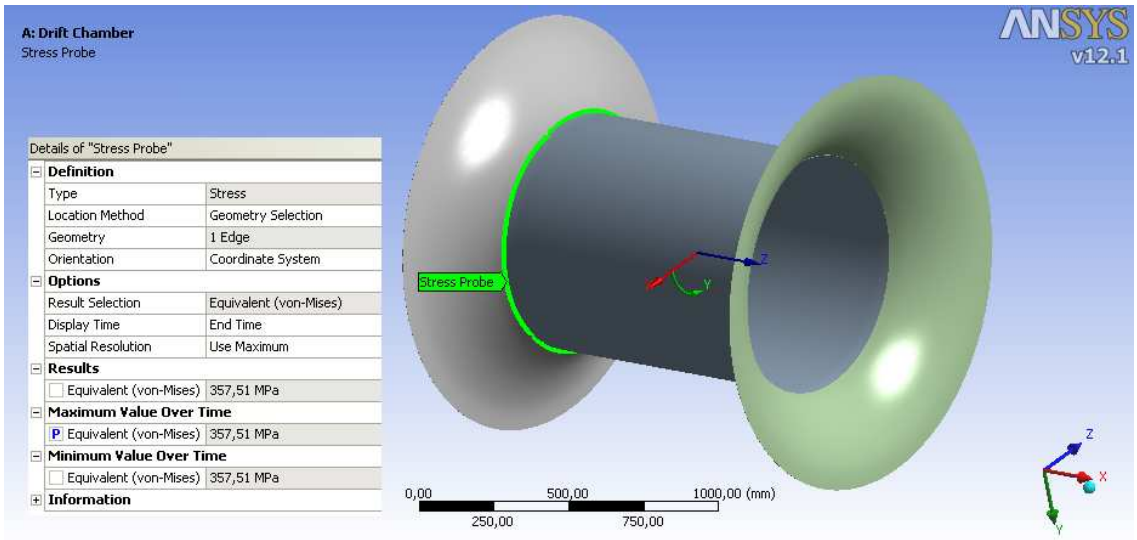


Fig. 2.24 - Stress Probe Von Mises - Max: 357,51MPa (modello in lega di Alluminio).

2.6 – Parametrizzazione del progetto Workbench.

Dati i criteri di definizione del problema, la struttura della Camera a Drift risulta essere *parametrica*, cioè variabile sulla base dei valori assunti da parte di alcune grandezze di input, quali le coordinate H_1, H_2 e V_5 relative ai punti all'interno della spline generatrice della superficie degli end - plate. Come in fase di modellazione si sono settati i parametri di input, così si sono individuate le grandezze fondamentali in uscita, rappresentanti i parametri di output.
Nella seguente tabella si riportano tutti i parametri di input e output del problema.

Parametri di input	Parametri di output
Coordinata H1	Valore massimo dello stress equivalente di Von Mises
Coordinata H2	Valore minimo del Fattore di Sicurezza
Coordinata V5	Sonda di stress equivalente sulla circonferenza di contatto tra cilindro ed *end - plate*

Tab. 2.1 – Parametri geometrici di input e parametri di output per l'ottimizzazione su modeFRONTIER.

In questa fase non è risultato rilevante considerare come parametro di output la massa, in quanto lo spessore delle superfici è considerato costante (1 mm) e la variazione della massa derivante dal cambiamento di curvatura delle membrane di chiusura non è rilevante, dato il piccolo incremento o decremento della superficie; al contrario la variazione della curvatura è particolarmente influente nei confronti del campo di stress e della posizione del punto di massimo stress. Il parametro massa verrà contemplato in una seconda fase di ottimizzazione, cioè quando si considererà la presenza del laminato composito come materiale costituente.
Gli obiettivi principali in questa fase di scelta della geometria ottimale sono:

- Minimizzare il valore di massimo Stress Equivalente calcolato secondo il criterio di Von Mises;

- Massimizzare il valore minimo del Fattore di Sicurezza;

- Spostare il punto di massimo stress in una zona più esterna possibile, quindi in prossimità degli incastri, allontanandosi dalla zona di giunzione tra il cilindro interno e i piatti di chiusura esterni; ciò si può realizzare minimizzando il valore di Tensione Equivalente misurato dalla sonda (Stress Probe) posizionata in corrispondenza della suddetta giunzione.

Lo scopo è quindi quello di trovare una soluzione non solo volta a migliorare la configurazione iniziale di tentativo, ma in grado di garantire il miglior risultato a livello assoluto, sfruttando gli algoritmi basati sulla selezione genetica (i.e. MOGA II) implementati in ModeFRONTIER.

Il primo passo verso l'ottimizzazione è la scelta dei campi di variabilità dei parametri di input, in altre parole il campo di progetto o *dominio del progettista*. Per i parametri H_1, H_2 e V_5 gli intervalli sono i seguenti:

550 mm < H_1 < 700 mm

550 mm < H_2 < 700 mm

450 mm < V_5 < 650 mm

I valori costanti sono:

H_3 = 400 mm

V_4 = 400 mm.

V_6 = 700 mm.

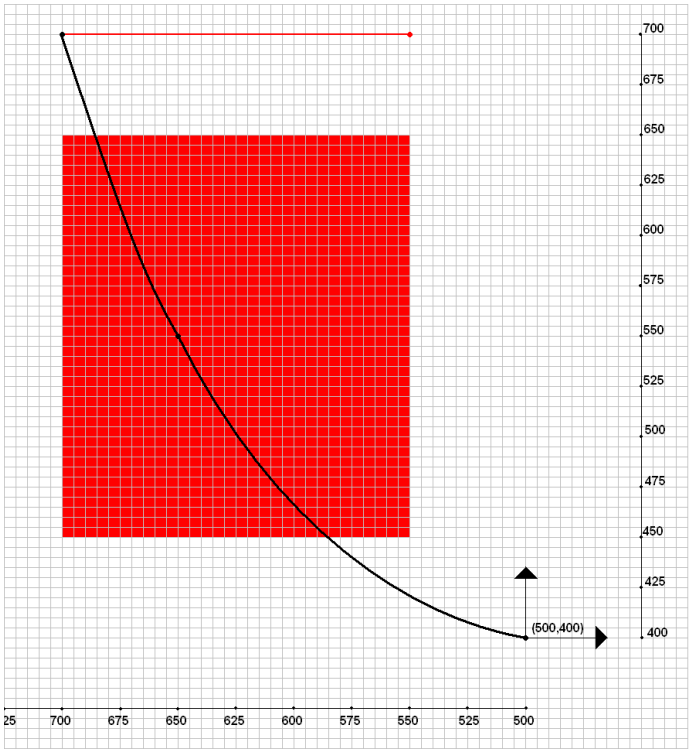


Fig. 2.25 - Profilo geometrico di partenza.

Facendo riferimento alla figura nella pagina precedente, il punto centrale della spline può muoversi all'interno del dominio rettangolare ed il punto esterno della spline sul segmento orizzontale in rosso.
Nella configurazione corrente i parametri di output assumono i seguenti valori:

Valore massimo dello stress equivalente di Von Mises = 357,51 MPa

Valore minimo del Fattore di Sicurezza = 0,783

Sonda di stress sulla circonferenza di contatto = 357,51 MPa

La prima configurazione geometrica di partenza non soddisfa affatto gli obiettivi imposti a monte: difatti il valore minimo del Fattore di Sicurezza è minore di 1, perciò siamo usciti dalle condizioni lineari elastiche; inoltre la zona più sollecitata corrisponde esattamente a quella di contatto tra il cilindro interno ed i piatti esterni. Per quanto riguarda quest'ultima considerazione, la volontà di minimizzare gli stress in corrispondenza della regione di contatto è dettata dalla necessità di incollare i bordi del cilindro e dei piatti. Poiché tale zona dovrà superare la verifica d'incollaggio, è assolutamente indispensabile garantire dei valori di stress più contenuti possibile.

3 – Primo livello di ottimizzazione sul modello geometrico parametrizzato.

3.1 - Introduzione al software commerciale ModeFRONTIER.

Realizzato e sviluppato in Italia da ESTECO (EnginSoft TECnologie per l'Ottimizzazione), modeFRONTIER si è affermato a livello mondiale come il software per eccellenza nel campo del supporto alle decisioni, dell'integrazione multi-disciplinare e dell'ottimizzazione multiobiettivo, inquadrandosi nel settore del PIDO (Process Integration and Design Optimization) e del MDO (Multi-disciplinary and multi-objective Design Optimization).

Nel contesto di un'applicazione ingegneristica (sviluppo prodotto, analisi numerica FEM/CFD tramite strumenti CAD-CAE, analisi di scenario, …), modeFRONTIER è in grado di determinare come le diverse possibili soluzioni progettuali si collocano e si differenziano una rispetto all'altra (in funzione delle variabili monitorate), e quindi è in grado di ricercare quelle configurazioni che garantiscono il miglioramento delle performance (obiettivi) del sistema investigato e/o il conseguimento delle specifiche prefissate (obiettivi/vincoli). L'utente ha dunque la possibilità di comprendere se la soluzione ottenuta è effettivamente quella di ottimo rispetto alle condizioni al contorno prestabilite oppure se è fattibile e/o conveniente ricercarne una migliore.

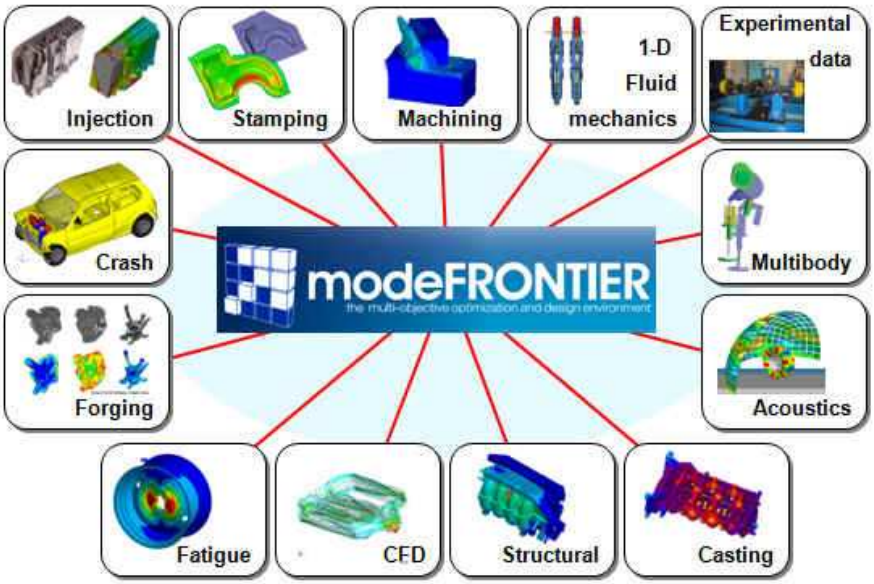
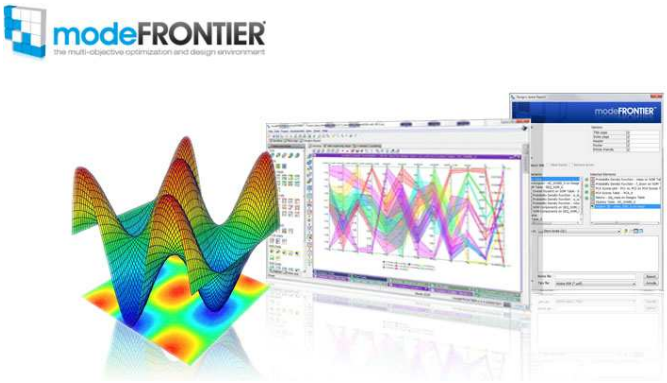


Fig. 3.1 - Campi di applicazione di modeFRONTIER.

Il pre-processing del sistema da investigare avviene per mezzo di un workflow grafico molto intuitivo e flessibile. Tra l'altro, la capacità di trattare le variabili di input/output tramite vettori, matrici e stringhe permette una rapida manipolazione dei dati anche in presenza di un vasto numero di variabili. Nel contempo, l'utilizzo di un ampio set di tecniche DOE (Design of Experiments), di algoritmi di ottimizzazione

altamente avanzati e di strumenti di analisi molto potenti per le fasi di solving e post-processing, permette di ricercare le soluzioni progettuali ottimali in modo estremamente efficiente. Tale efficienza computazionale, unita alla completa automatizzazione delle analisi numeriche (ad esempio le risorse hardware di calcolo possono essere impiegate al 100% in quanto si azzerano i tempi morti), è in grado di ridurre, anche notevolmente, il "time to market" associato alla realizzazione del proprio prodotto o servizio.



Con la versione 4 modeFRONTIER è stato potenziato sotto diversi aspetti, in particolare per ciò che concerne sia la parte di post-processing (data mining e analisi di dati complessi), sia la parte di process integration. Per comprendere i settori di applicazione delle nuove features, conviene evidenziare le caratteristiche essenziali di modeFRONTIER:

- ottimizzazione multi-obiettivo: la risposta del sistema investigato può essere misurata rispetto ad una singola funzione obiettivo o, in modo più significativo ed accurato, rispetto a molteplici obiettivi (i.e. tensioni, massa, potenza, consumi, costi, ...). Per mezzo di efficienti algoritmi di ottimizzazione e di avanzate metodologie di Superfici di Risposta, modeFRONTIER è capace di esplorare lo spazio di progetto allo scopo di individuare i set di soluzioni che contemporaneamente soddisfano gli obiettivi fissati;
- integrazione multi-disciplinare: in molte applicazioni ingegneristiche le diverse tipologie di analisi presenti (ad esempio, nella progettazione di una turbomacchina analisi di processo, analisi strutturali ed analisi fluidodinamiche), non sono indipendenti una dall'altra sia perché le variabili di input possono essere comuni, sia perché gli output di una sono in generale gli input di un altra. L'individuazione delle migliori soluzioni progettuali richiede quindi la definizione e lo studio di un unico flusso logico rispetto cui riesaminare gli obiettivi associati ad ogni diversa analisi. Di fondamentale importanza è quindi

per il progettista poter eseguire una quanto più semplice ed immediata "process integration": le numerose integrazioni dirette con i più comuni software FEA, CFD, CAD e la possibilità di implementare gli "in - house codes" grazie anche ai diversi linguaggi di scripting disponibili, rendono modeFRONTIER decisamente adatto all'integrazione di processo;

- post-processing: l'interpretazione dei dati provenienti da test sperimentali di laboratorio o da analisi numeriche, richiede strumenti di analisi in grado di catturare le relazioni esistenti tra il dominio delle variabili di input e il co-dominio delle funzioni obiettivo (i.e. analisi di sensitività), tra le stesse variabili di input, e tra le stesse funzioni obiettivo (i.e. Pareto Frontier). Gli strumenti di "data mining" integrati consentono una esplicitazione sempre più chiara di tali relazioni proiettano modeFRONTIER come leader nel settore dell'analisi di dati complessi (analisi multi-variata).

Significativi ed ulteriori potenziamenti del software di ESTECO sono stati effettuati in altre aree chiave, quali il "Multi Objective Robust Design Optimization", il "Design For Six Sigma" e la *reliability.* La natura "java" di modeFRONTIER garantisce la più completa compatibilità del software e portabilità dei relativi progetti, tra sistemi Windows, Unix e Linux.

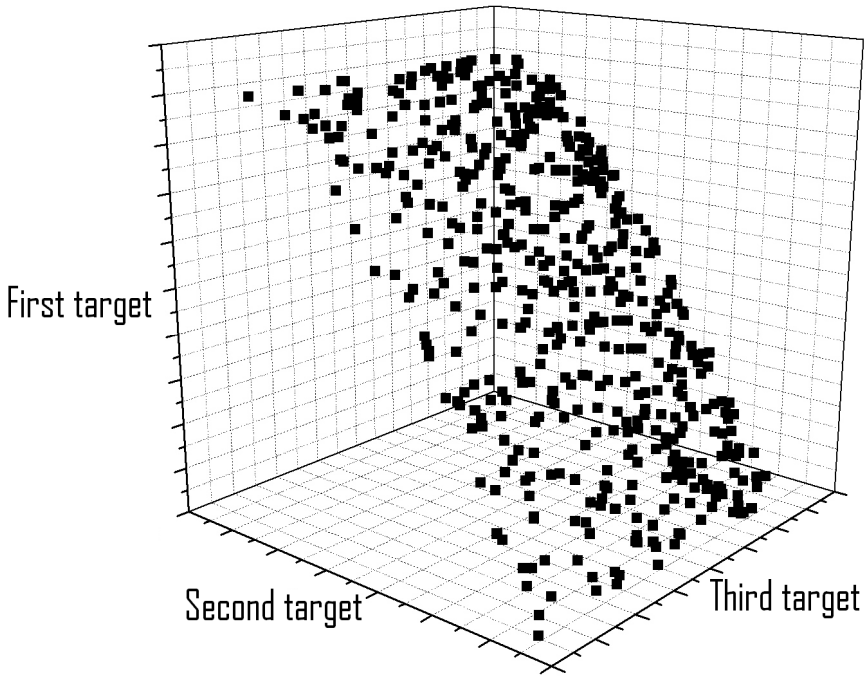


Fig. 3.2 - Fronte di Pareto per una ottimizzazione a tre variabili.

modeFRONTIER è utilizzato nei campi dell'ingegneria e delle materie scientifiche in generale, ma come appare chiaro può essere applicato efficacemente anche in settori non strettamente tecnici. Possibili utenti di ModeFRONTIER sono:

- ingegneri o progettisti impegnati nell'individuazione di soluzioni progettuali innovative (siano esse virtuali o meno) tramite l'automatizzazione della ricerca dell'ottimo;
- ingegneri o progettisti impegnati in attività di Reverse Engineering;
- ingegneri e personale di laboratorio impegnati nel pianificare al meglio i test riducendone la numerosità, nell'elaborazione dei dati al fine di ricavare informazioni sull'influenza dei vari parametri, nella modellazione delle risposte;
- esperti di processo impegnati nella ottimale configurazione dei processi critici;
- manager che vogliano progettare o ridefinire piani produttivi e di investimento;
- decision makers che abbiano la necessità di individuare le correlazioni in modelli complessi.

3.2 – Ottimizzazione delle superfici di rivoluzione.

Si concentra l'attenzione ora verso la fase di impostazione dell'analisi d'ottimizzazione su ModeFRONTIER per la geometria della camera a Drift.

La versione 4.3 di ModeFRONTIER permette di importare direttamente un progetto di Workbench risolto nella versione 12.1 di ANSYS; tale progetto costituirà il nodo centrale, e le sue variabili di input e di output saranno ricercate automaticamente dall'ottimizzatore attraverso l'***introspection analysis*** in ambiente java. All'interno dell'interfaccia grafica, il progetto Workbench costituirà semplicemente un nodo, al quale sono richiesti dei collegamenti sia a livello di parametri di input e di output, sia a livello di flusso logico da seguire. Per tale motivo alla sinistra del nodo verrà collegata la cosiddetta *DOE-sequence*, alla sua destra la chiusura del flusso logico, o *logic end*; sopra verranno agganciati i nodi relativi ai dati di input, sotto quelli relativi ai dati di output.

I dati di input verranno associati uno ad uno alle variabili di input trovate in fase di introspezione, quindi si setteranno gli intervalli di variazione e il relativo step. La *DOE-sequence* assegnata prevede l'iniziale generazione di 100 Design attraverso l'algoritmo pseudo-random SOBOL. L'algoritmo genetico utilizzato è invece il MOGA-II con la creazione di 100 generazioni.

Nell'immagine seguente viene riportato il workflow dell'ottimizzatore ModeFRONTIER.

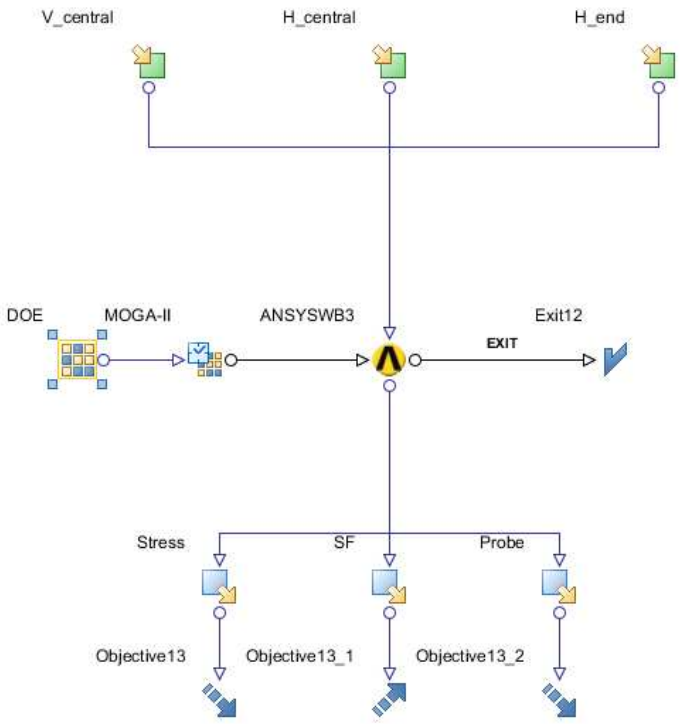


Fig. 3.3 - Workflow di modeFRONTIER per l'ottimizzazione geometrica.

V_central:	**450 mm < V_5 < 650 mm**	**step: 5 mm**
H_central:	**550 mm < H_2 < 700 mm**	**step: 5 mm**
H_end:	**550 mm < H_1 < 700 mm**	**step: 5 mm**
ANSYSWB3:	D:/users/Drift_Chamber/Full_model.wbpj	
DOE:	Design Of Exploration – 100 Sobol designs.	
MOGA-II	100 generazioni – algoritmo genetico MOGA-II	
Exit12	Logic-end	
Stress + Objective13	Minimizzazione del massimo stress	
SF + Objective13_1	Massimizzazione Safety Factor	
Probe + Objective13_2	Minimizzazione Stress in corrispondenza della sonda.	

Vengono di seguito riportati i settaggi in fase di impostazione dell'analisi e i risultati relativi all'ottimizzazione.

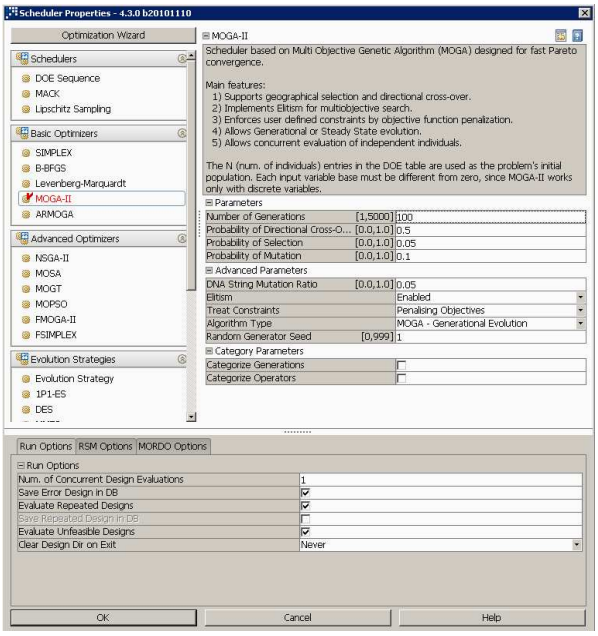


Fig. 3.4 - Strategia di ottimizzazione, MOGA-II.

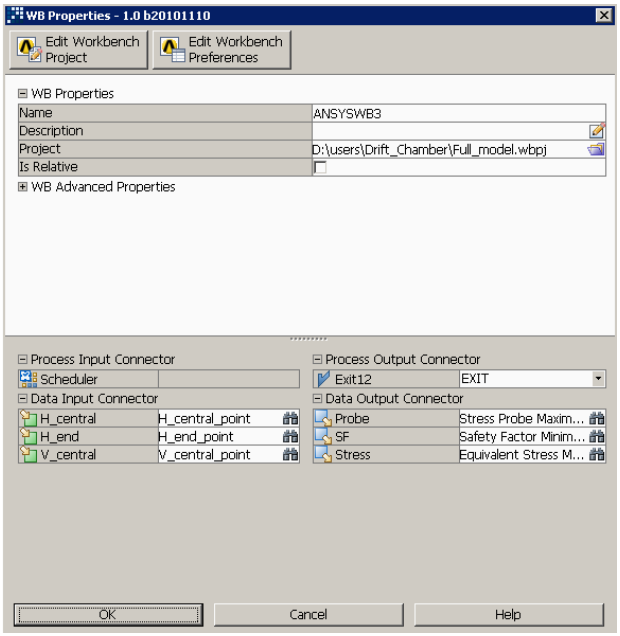


Fig. 3.5 – Gestione in modeFRONTIER I/O.

3.3 – Analisi dei risultati ottenuti dall'ottimizzazione.

Di seguito verranno mostrati sui diagrammi 2D e 3D i risultati ottenuti dall'ottimizzazione; gli assi sono rappresentati dagli obiettivi del progetto, cioè dal valore di massimo stress, dal valore dello stress in corrispondenza della sonda e dal valore minimo del fattore di sicurezza. Per ottenere la configurazione ottimale sono state sufficienti poco meno di 300 iterazioni; ognuna di essa ha una durata media di circa 2' 30", ottenendo quindi un tempo complessivo di calcolo di circa 12 ore.

Si nota, osservando i diagrammi per punti riportati nella pagina seguente, che le configurazioni dopo i primi 100 design generati dall'algoritmo pseudo - casuale SOBOL, iniziano a convergere verso la zona considerata ottimale, tendendo a minimizzare o massimizzare gli obiettivi imposti sfruttando l'applicazione degli algoritmi implementati di origine genetica.

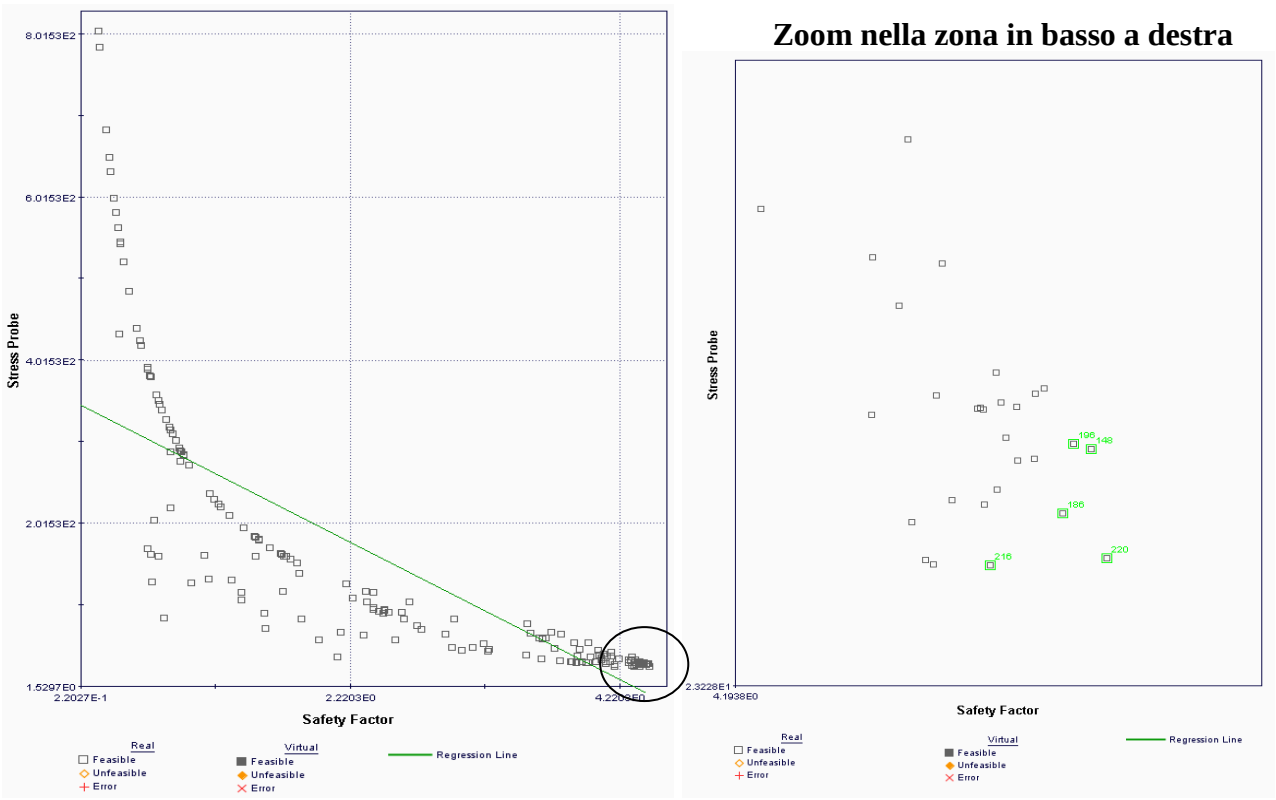


Fig. 3.6 – Risultati dell'ottimizzazione in modeFRONTIER, l'algoritmo di ottimizzazione migliora i design spingendosi nella zona ottimale (massimo SF, minimo Stress Probe).

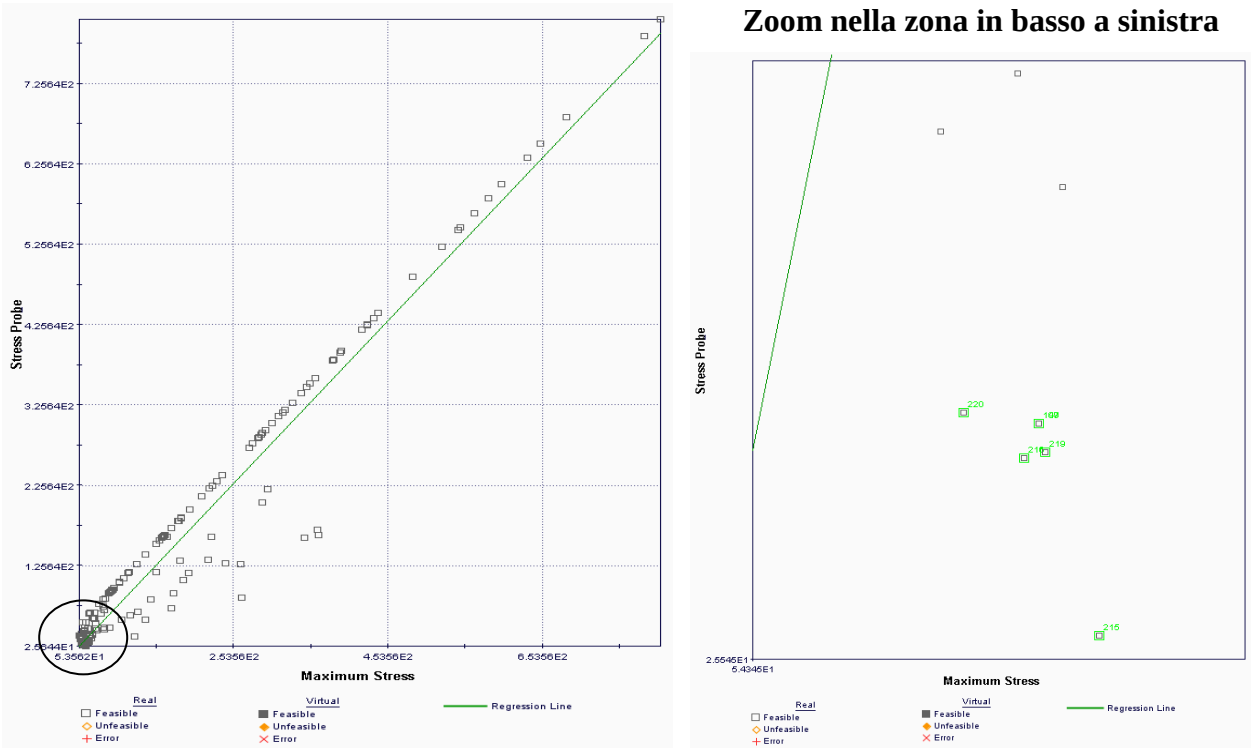


Fig. 3.7 – Risultati dell'ottimizzazione in modeFRONTIER, l'algoritmo di ottimizzazione migliora i design spingendosi nella zona ottimale (minimo Stress Massimo, minimo Stress Probe).

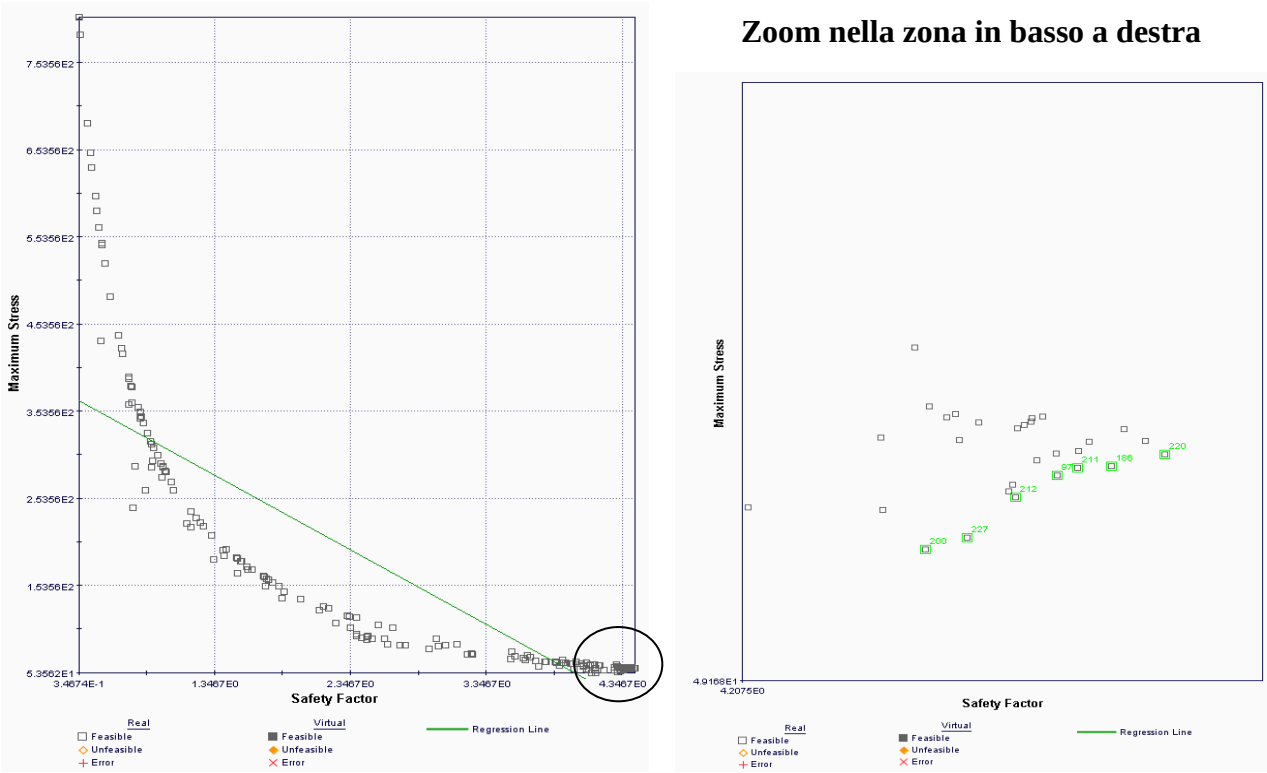


Fig. 3.6 – Risultati dell'ottimizzazione in modeFRONTIER, l'algoritmo di ottimizzazione migliora i design spingendosi nella zona ottimale (massimo SF, minimo Stress Massimo).

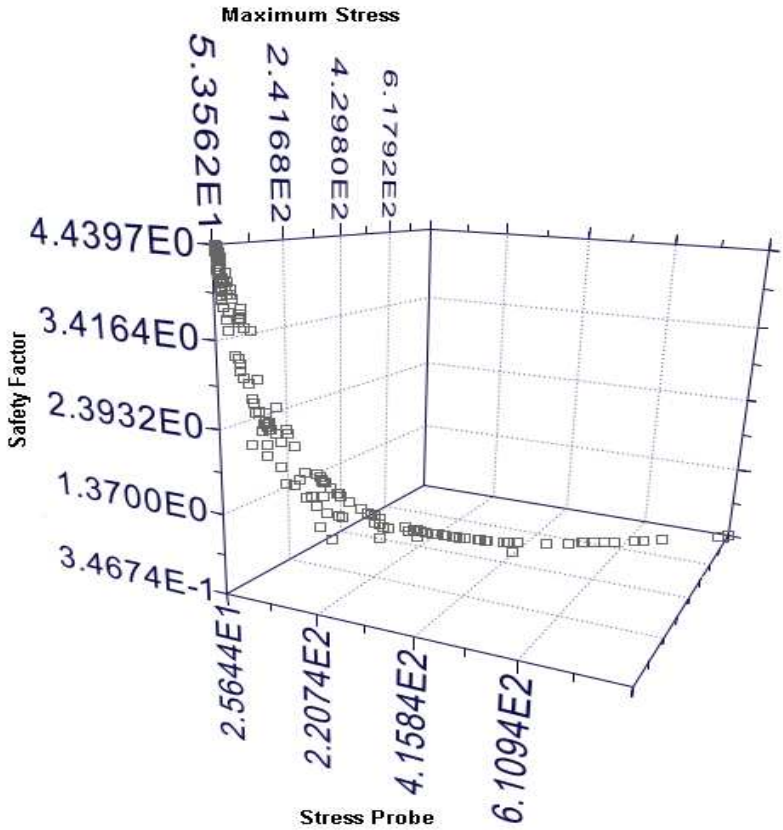


Fig. 3.7 - Risultati dell'ottimizzazione in modeFRONTIER, l'algoritmo di ottimizzazione migliora i design spingendosi nella zona ottimale (massimo SF, minimo Stress Massimo, minimo Stress Probe).

Sono stati visualizzati nell'ordine i seguenti grafici:

1 - **Stress Probe vs. Safety Factor**

2 - **Stress Probe vs. Maximum Stress**

3 - **Maximum Stress vs. Safety Factor.**

4 - Grafico 3D: **Maximum Stress vs. Safety Factor vs. Stress Probe**

Per ogni grafico 2D sono state selezionate alcune possibili soluzioni candidate, ma certamente le configurazioni migliori si possono scegliere esclusivamente nel grafico 3D, poiché è l'unico in grado di garantire la massimizzazione o minimizzazione degli obiettivi imposti a monte.
Le configurazioni migliori sono le seguenti:

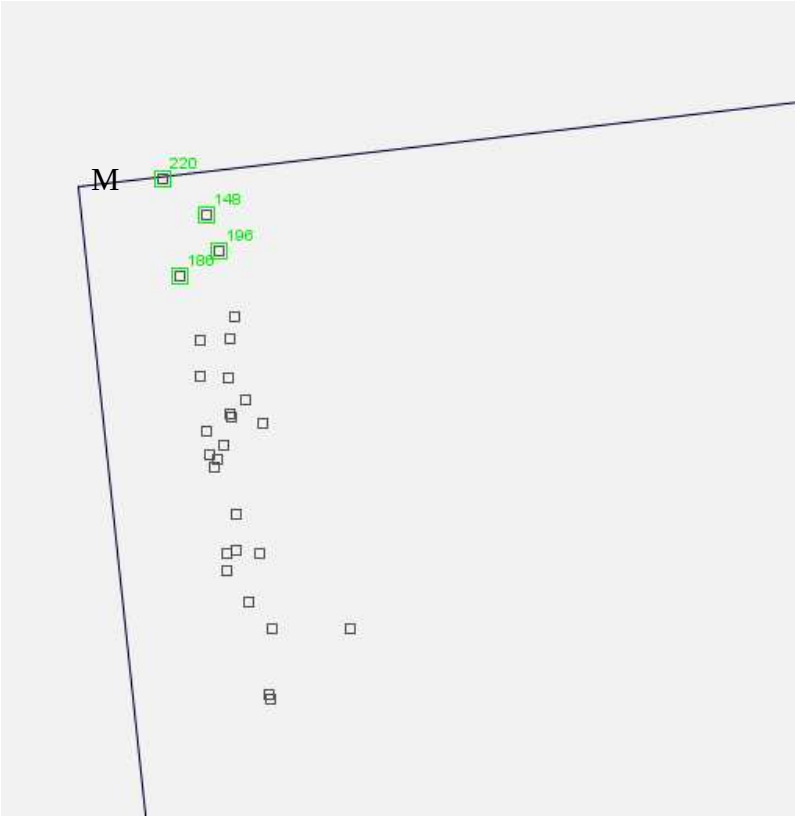


Fig. 3.8 – Sono riportate le 4 migliori configurazioni ottenute dall'ottimizzazione in modeFRONTIER.

Iterazione	V_central	H_central	H_end	Max Stress	Stress Probe	Safety Factor
220	480	615	570	58,712	26,578	4,44
148	480	625	600	59,296	29,45	4,43
196	480	625	605	59,773	29,59	4,417
186	480	620	575	58,243	27,76	4,41

Tab. 3.1 – Valori di input e di output associati alle 4 migliori configurazioni trovate da modeFRONTIER.

Ciò che risulta immediatamente evidente è la vicinanza tra i valori delle coordinate, in particolare con riferimento a V_central ed H_central. Questo conferma il fatto che la reale soluzione ottimale, quindi il massimo assoluto del problema, si trova nelle vicinanze del punto trovato durante la 220.a iterazione, considerata la soluzione ottimale.

Possiamo ora visualizzare sul piano la variazione della curvatura con le nuove coordinate.

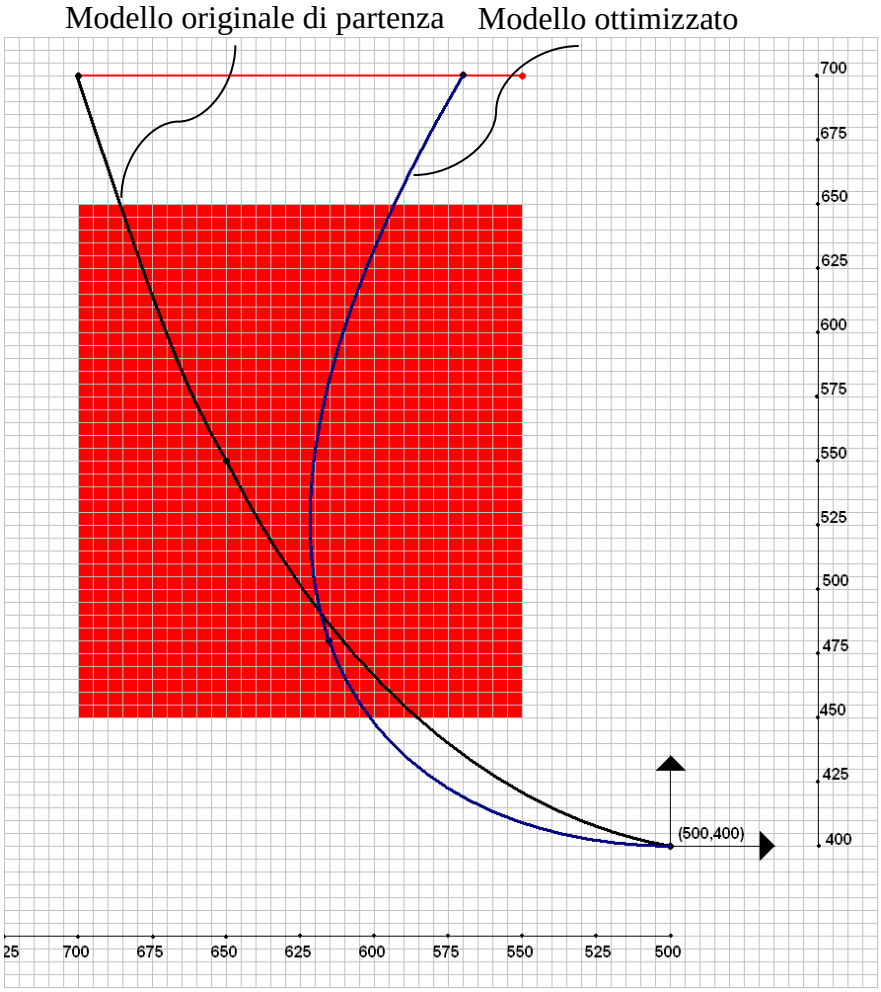


Fig. 3.9 – Confronto tra primo profilo di tentativo e profilo ottimizzato (220^ iterazione).

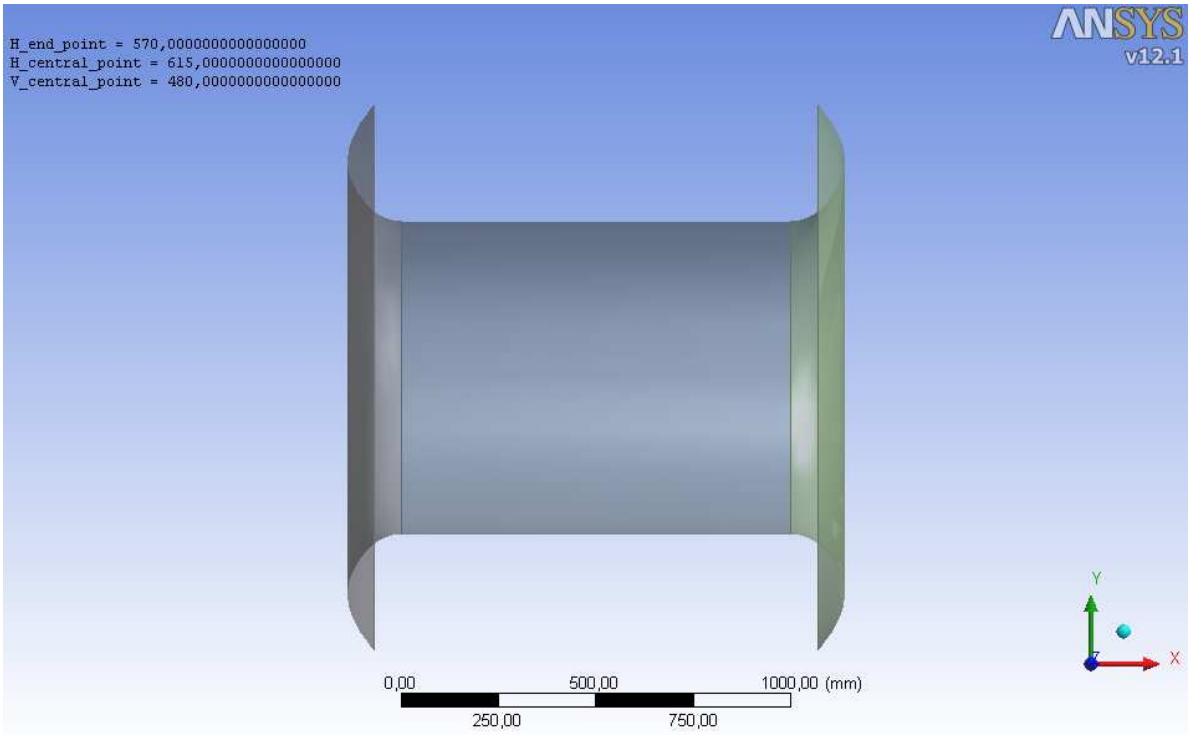


Fig. 3.10 – Nuova configurazione geometrica della camera di deriva.

Nota ora la nuova geometria e la risposta strutturale della camera a drift nella nuova configurazione ottimizzata, si passa ad analizzare la fase di progettazione dei materiali compositi che andranno a costituire l'intera struttura.

4 – Scelta del materiale composito.

4.1 – Generalità sui materiali compositi e Classica Teoria della Laminazione.

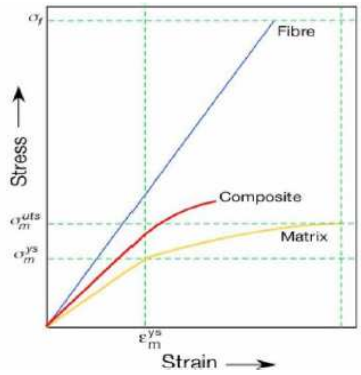


Fig. 4.1 - Diagramma Stress/Strain

Per composito si intende un materiale ottenuto combinando due o più componenti in modo da ottenere un prodotto finale che abbia proprietà diverse da quelle dei costituenti di partenza. La figura a sinistra viene riportata come esempio per mostrare come il comportamento meccanico sul diagramma stress-strain di un laminato in composito, costituito da fibra e matrice, differisca da quello relativo ai due materiali valutati singolarmente.

Una lamina in materiale composito con rinforzo unidirezionale o bi-direzionale è un elemento di spessore generalmente compreso tra 0.1 e 1 mm. Essa è usata per la costruzione di laminati le cui caratteristiche (spessore, numero lamine, orientamento ecc.) sono determinate sulla base di specifiche esigenze di progetto.

L'analisi di un laminato presuppone la conoscenza del comportamento meccanico della singola lamina e delle sue equazioni costitutive. Una lamina in composito è in generale un elemento microscopicamente eterogeneo, essendo la sua composizione e di conseguenza il suo comportamento variabili da un punto ad un altro. La loro leggerezza e le ottime caratteristiche meccaniche fanno dei materiali compositi un prodotto innovativo ed applicabile ad una vasta gamma di settori, dall'automotive all'aeronautica, dalle applicazioni civili sino alle dotazioni sportive.

I materiali compositi possono essere di diverso tipo, e la tabella seguente consente di menzionarne alcuni tra i principali, riportandone anche la loro data di nascita:

Anno	Materiale
1942	Compositi con fibra di vetroresina poliestere insatura
1946	Compositi a matrice epossidica
1946	Compositi nylon-vetro
1956	Compositi fenolica-asbesto
1964	Compositi con fibre di carbonio
1965	Compositi con fibre di boro
1969	Compositi ibridi carbonio-vetro
1972	Compositi con fibre arammidiche
1975	Compositi ibridi grafite-arammidiche

Tab. 4.1 - Processo storico relativo alla nascita dei materiali compositi.

Concentrando la nostra attenzione sui compositi particellari, le resine sintetiche che si vengono a trovare al loro interno sono in generale adoperate allo stato puro ma vengono mescolate con quantità più o meno rilevanti di sostanze dette FILLER, CARICHE o RIEMPITIVI. A seconda dello scopo per cui vengono aggiunti, si distinguono in.

- RIEMPITIVI: Costo basso, larga disponibilità, si trovano solitamente in polvere, vengono aggiunti in quantità rilevante (fino al 50% in volume e 70% in peso).
- RINFORZATI: Migliorano le caratteristiche meccaniche (modulo elastico, carico di rottura, durezza superficiale, resistenza all'urto) e termiche (resistenza al calore, stabilità dimensionale a caldo).
- DILUENTI: Migliorano la lavorabilità del composito, rimpiazzano additivi di maggior costo (pigmenti).

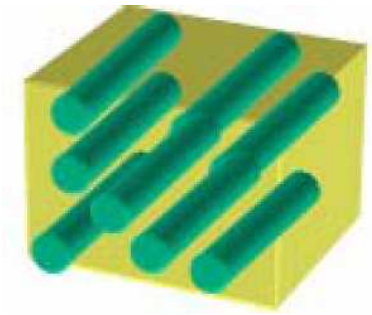


Fig. 4.2 - Struttura fibre/matrice.

Nel caso dei compositi fibrorinforzati la fase dispersa è composta da fibre, che hanno un elevato rapporto lunghezza-diametro (il diametro è nell'ordine dei micron).
I tipi di rinforzo possono essere: WHISKER, FIBRE, FILI.
Le fibre più utilizzate per la realizzazione dei compositi sono in vetro, carbonio e aramidiche.

Per un laminato in fibra è fondamentale conoscere la sua lunghezza critica, la dispersione delle fibre ed il suo comportamento macroscopico (anisotropo, ortotropo, trasversalmente isotropo o perfettamente isotropo).

Scoperta da Edison nel 1878, la Fibra di Carbonio viene prodotta per trattamento termico (pirolisi) di diversi precursori polimerici, come rayon, poliacrilonitrile (PAN) e poliammidi aromatiche; recentemente si sta sviluppando la produzione a partire da materiali peciosi (PITCH), residui della distillazione del petrolio.

Le fibre aramidiche invece vennero sviluppate negli anni '50; esse sono ottenute da poliammidi aromatiche ed il Kevlar è senza dubbio la fibra aramidica più diffusa. Per produrla si parte dal trattamento di un polimero prodotto dalla reazione tra 1.4-fenilendiammina e cloruro di tereftaloile, è prevista una estrusione in acqua di una pasta contenente il 20% di polimero acido solforico, una successiva neutralizzazione della fibra mediante NaOH ed infine si passa ai trattamenti termici e allo stiraggio.

Questi materiali possono essere inoltre suddivisi in compositi a fibre corte o a fibre lunghe; quest'ultimi hanno generalmente un comportamento ortotropo e per questo

motivo le proprietà meccaniche sono differenti lungo tre direzioni tra loro perpendicolari. L'analisi strutturale su questi laminati investe sia gli ambiti della micromeccanica (studio dell'interazione tra matrice e rinforzo) e sia la macromeccanica (con uno studio del materiale composito come unione di più lamine).

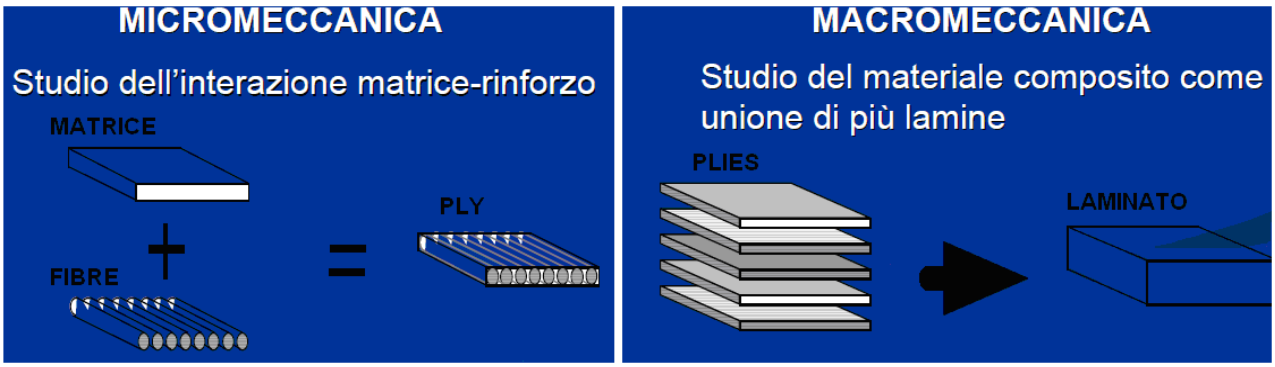


Fig. 4.3 – Differente approccio tra micromeccanica e macromeccanica dei materiali compositi.

Di seguito vengono riportate le relazioni di base che regolano il comportamento micro meccanico della singola lamina (ply).

Vettore deformazione

$$\varepsilon_1 = \frac{\partial u}{\partial x}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\partial v}{\partial y}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{12} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\gamma_{31} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}$$

$$\gamma_{23} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial y}$$

Vettore tensione

$$\sigma_1 = \sigma_{11}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{22}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{33}$$

$$\sigma_4 = \tau_{23}$$

$$\sigma_5 = \tau_{31}$$

$$\sigma_3 = \tau_{33}$$

Legame costitutivo
la matrice di rigidezza nel caso ortotropo ha 9 costanti

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}$$

Legame costitutivo per una singola lamina con spessore trascurabile rispetto alle altre dimensioni

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}$$

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \qquad Q_{12} = \frac{\nu_{21}\, E_{11}}{1 - \nu_{12}\, \nu_{21}}$$

$$Q_{22} = \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}\, \nu_{21}} \qquad Q_{66} = G_{12}$$

Per trovare lo stato tensionale riferito ad un sistema qualunque, orientato di un certo angolo rispetto alla direzione x si attua una rotazione degli assi.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sin^2\theta & -2\cos\theta\sin\theta \\ \sin^2\theta & \cos^2\theta & 2\cos\theta\sin\theta \\ \cos\theta\sin\theta & \cos\theta\sin\theta & \cos^2\theta-\sin^2\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}$$

Nel caso di una lamina costituita ad esempio da resina epossidica (E=3 GPa) contenente il 50% in volume di fibre di Kevlar 49, il modulo elastico della lamina nella direzione delle fibre è pari a 67 Gpa e diventa 130 Gpa con carbonio standard, e può arrivare sino a 700 Gpa per le fibre ad altissimo modulo. Per un rapporto volumetrico Φ=0.6, otteniamo le seguenti caratteristiche meccaniche:

fibra	E(L) GPa	E(T) GPa	σ(bL) MPa	σ(bT)MPa
Vetro E	45	12	1000	34
Kevlar 49	76	5,5	1380	28
Carbonio T-300	132	10,3	1240	45
Boron	274	15	1310	34
Al	72,3	72,3	462	455
Acciaio	207	207	655	655

Tab. 4.2 – Valori tipici delle proprietà meccaniche per i materiali compositi messi a confronto con acciaio e Al.

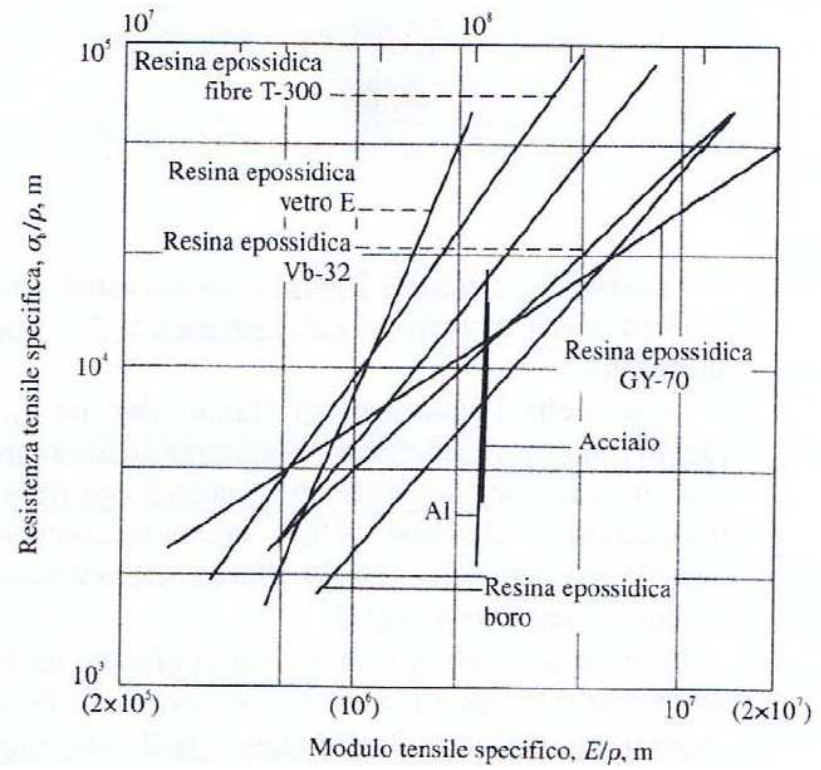


Fig. 4.4 – Relazione tra Modulo Tensile Specifico e Resistenza Tensile Specifica per alcune resine.

Si riportano ora le quattro fasi di deformazione di un laminato composito all'aumentare del carico applicato:

1.a fase: Le fibre e la matrice si deformano plasticamente;

2.a fase: Le fibre continuano a deformarsi elasticamente ma la matrice comincia a plasticizzare;

3.a fase: Le fibre e la matrice si deformano plasticamente;

4.a fase: Si verifica la rottura delle fibre, seguita dal cedimento globale dell'intero composito.

Per valutare il comportamento strutturale volgiamo ora la nostra attenzione nei confronti della macromeccanica del laminato, considerandolo omogeneo e con caratteristiche globali equivalenti. Dalla Classica Teoria della Laminazione (CLT) possiamo considerare le seguenti assunzioni:

- Le lamine perfettamente aderenti e con uno spessore di incollaggio nullo;
- Le lamine mantengono il loro comportamento lineare elastico dentro il laminato;
- Le deformazioni angolari nei piani perpendicolari a quello medio sono nulle.

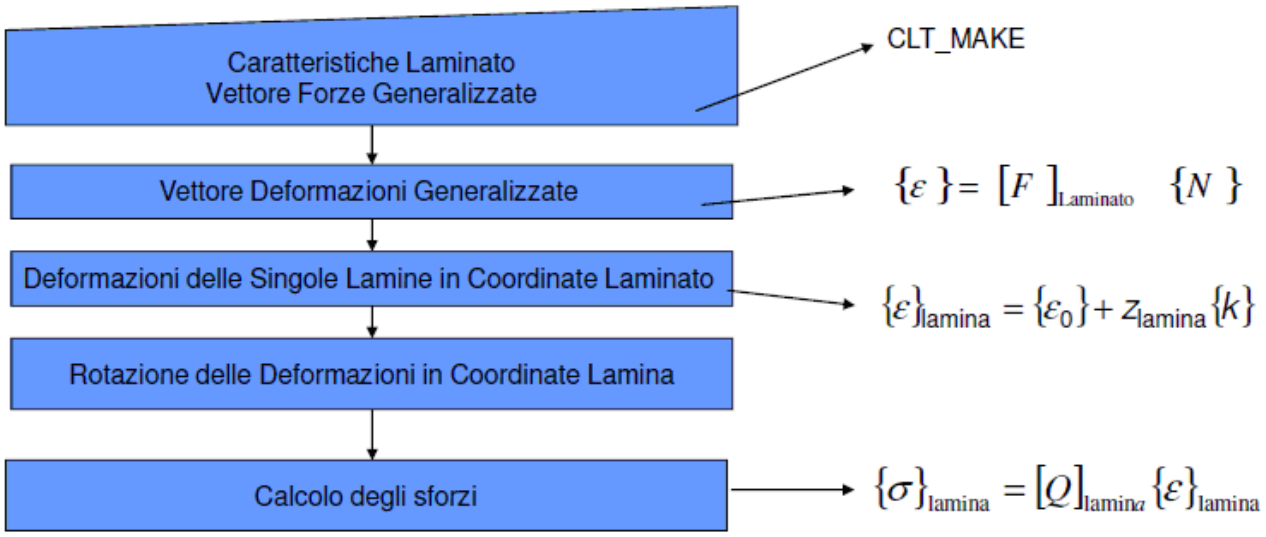
Si possono ora calcolare, avvalendosi della Classica Teoria della Laminazione, i termini del vettore delle deformazioni generalizzate, noto il vettore delle forze applicate:

$$\begin{Bmatrix} \{\varepsilon_0\} \\ \{k\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [QA] & [QB] \\ [QD] & [QD] \end{bmatrix}^{-1}_{\text{Laminato}} \begin{Bmatrix} \{N\} \\ \{M\} \end{Bmatrix}$$

$$\{\varepsilon\}_{\text{lamina}} = \{\varepsilon_0\} + z_{\text{lamina}}\{k\}$$

$$\{\sigma\}_{\text{lamina}} = [Q]_{\text{lamina}}\{\varepsilon\}_{\text{lamina}}$$

Procedura Inversa : Analisi del Laminato – CLT_SOLVE



CRITERI DI RESISTENZA – CLT_CRITERIA

Con la CLT è possibile conoscere le proprietà meccaniche globali del laminato partendo da quelle delle lamine componenti.

Inoltre, in riferimento al codice definito presso il USA Air Force Materials Laboratory è possibile definire delle convenzioni unificate per non incorrere in ambiguità:

- Ogni lamina è definita da un numero che rappresenta l'angolo che le sue fibre formano con l'asse X del laminato;

- Le lamine sono elencate in sequenza a partire da una faccia del laminato;

- Un pedice T indica che viene descritto tutto il laminato;

- Le lamine adiacenti orientate dello stesso angolo cono indicate con un numero come pedice.

CRITERI DI RESISTENZA

Maximum Strain Theory

Esempi di valori ammissibili di deformazione tratte da prove di trazione/compressione o taglio

$$X_{\varepsilon C} < \varepsilon_x < X_{\varepsilon T}$$
$$Y_{\varepsilon C} < \varepsilon_y < Y_{\varepsilon T}$$
$$|\gamma|_{xy} < S_\varepsilon$$

$X_{\varepsilon C}$ = Valore massimo di deformazione ammissibile per rimanere in campo elastico in condizioni di compressione lungo l'asse X.

$Y_{\varepsilon C}$ = Valore massimo di deformazione ammissibile per rimanere in campo elastico in condizioni di compressione lungo l'asse Y.

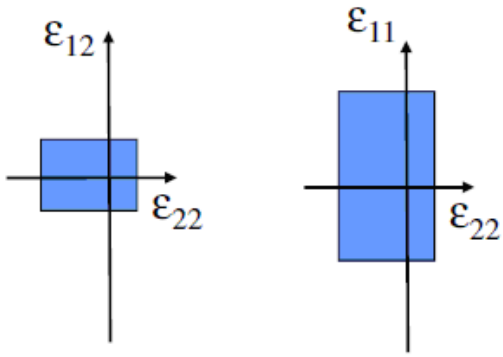
$X_{\varepsilon T}$ = Valore massimo di deformazione ammissibile per rimanere in campo elastico in condizioni di trazione lungo l'asse X.

$Y_{\varepsilon T}$ = Valore massimo di deformazione ammissibile per rimanere in campo elastico in condizioni di trazione lungo l'asse Y.

S_ε = Valore massimo di deformazione ammissibile per rimanere in campo elastico in condizioni di taglio.

Maximum Strain Theory

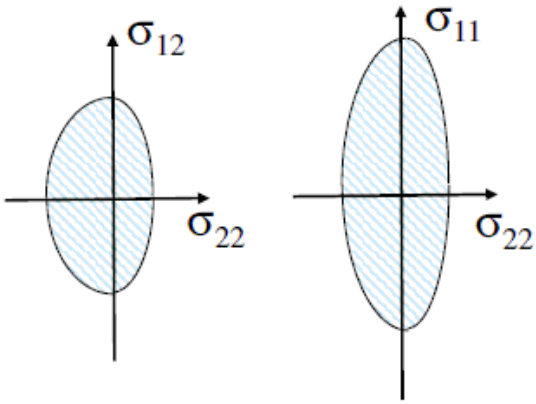
$$X_{\varepsilon C} < \varepsilon_x < X_{\varepsilon T}$$
$$Y_{\varepsilon C} < \varepsilon_y < Y_{\varepsilon T}$$
$$|\gamma|_{xy} < S_\varepsilon$$



Tsai – Hill Criterium

$$\frac{\sigma_x^2}{X^2} - \frac{\sigma_x \sigma_y}{X^2} + \frac{\sigma_y^2}{Y^2} + \frac{\tau_{xy}^2}{S^2} < 1$$

$$X = X_T \; se \; \sigma_x > 0$$
$$X = X_C \; se \; \sigma_x < 0$$
$$Y = Y_T \; se \; \sigma_y > 0$$
$$Y = Y_C \; se \; \sigma_y < 0$$



Una volta definito il laminato, si può classificare come:

- **Unidirezionale** (tutte le lamine sono orientate nella stessa direzione).
- **Laminato angle-ply**: +θ/ -θ/ +θ/ -θ.
- **Laminato simmetrico** (ogni lamina ha una corrispondente rispetto al piano di simmetria).
- **Laminato bilanciato** (ogni lamina a +θ, ne esiste una a –θ).
- **Laminato quasi-isotropo** (lamine che differiscono tra loro di un angolo θ costante).

Nella figura successiva vengono riportate le modalità di cedimento di un composito Unidirezionale al variare dell'angolo tra la direzione delle fibre e la direzione del carico applicato.

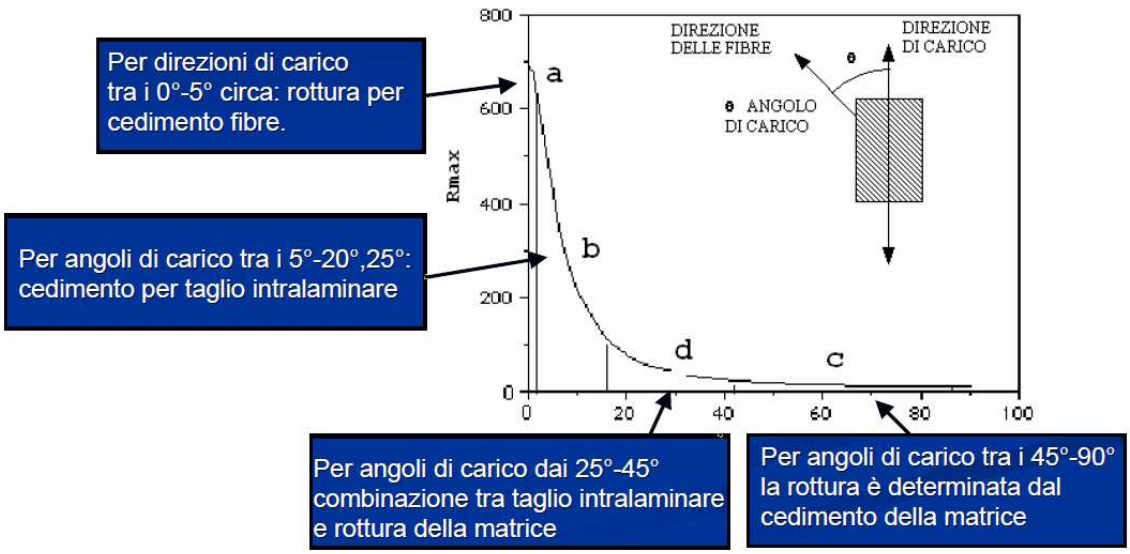


Fig. 4.5 – Criteri di cedimento per i materiali compositi sulla base dell'angolazione tra direzione fibre e carico.

Una ulteriore tipologia di rottura estremamente pericolosa è la **delaminazione**, ovvero lo scollamento di lamine; questa modalità di rottura avviene anche a carichi molto più bassi rispetto a quelli di rottura del laminato. Tale fenomeno è classificabile come un *effetto di bordo* e si innesca in corrispondenza di bordi liberi o fori ed è dovuta alle condizioni di tensione triassiali che si verificano in corrispondenza dei bordi per una distanza dal bordo pari allo spessore del laminato. Il danno provocato dalla delaminazione si ripercuote sulle fibre, provocando una interruzione della continuità delle fibre o una non uniformità nella distribuzione delle stesse, e sulla matrice,

generando porosità e fratture dovute a cariche e al ritiro della resina nel corso della polimerizzazione.

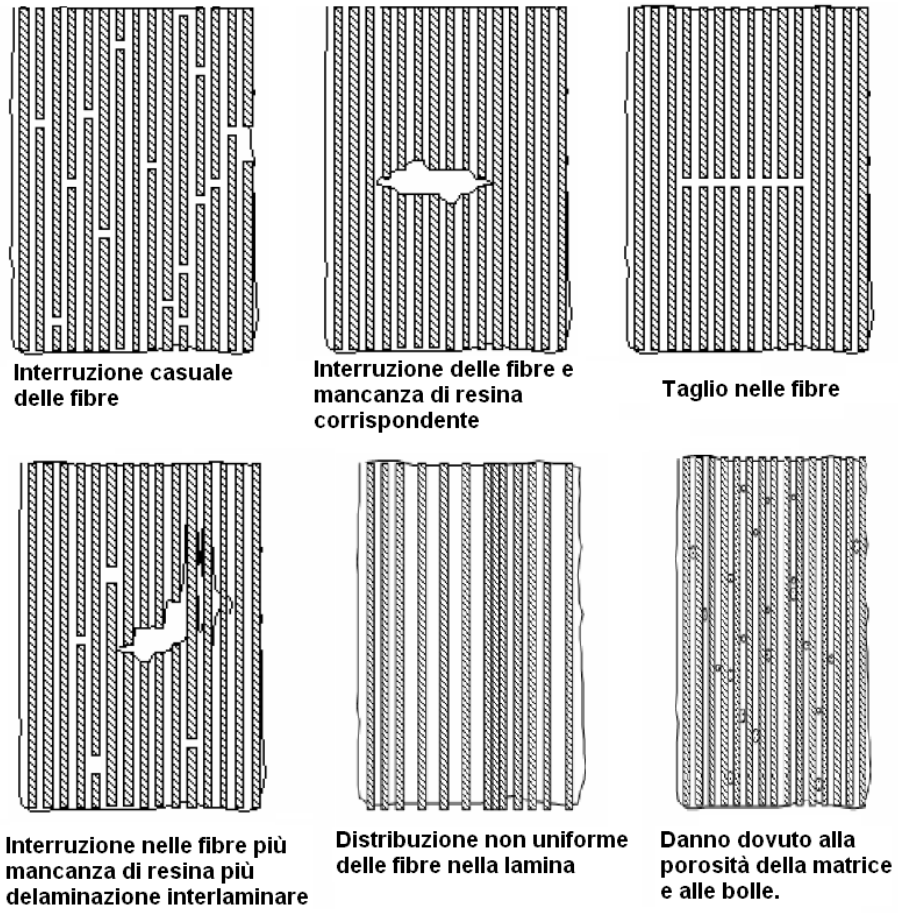


Fig. 4.6 – Problematiche locali legate alle discontinuità nei materiali compositi.

Una particolare attenzione viene rivolta nei confronti delle tecniche di produzione dei materiali compositi; difatti la produzione attuale dei compositi a matrice polimerica sta passando da un periodo in cui le applicazioni erano principalmente orientate a nicchie ed elevato valore aggiunto (aerospaziale e aeronautico ecc.) ad una fase in cui si ricercano applicazioni meno sofisticate e produzioni di massa in settori come quello automobilistico e dei beni comuni.

Per fare si che i materiali compositi ad elevate prestazioni possano diffondersi in questi campi é necessario abbattere i costi di produzione, ottenere materiali e parti finite producibili con qualità costanti ed in maniera economica.

Gli sviluppi futuri si propongono lo sviluppo, risoluzione e validazione di modelli matematici che permettono la simulazione dei processi di realizzazione di materiali compositi ad elevate prestazioni a matrice sia termoplastica sia termoindurente. Certamente per una buona tecnica di fabbricazione è indispensabile riuscire a

garantire una certa ripetibilità ai processi e costanza nelle proprietà del componente; i metodi di fabbricazione vengono classificati nel seguente modo:

- Laminazione manuale (*Hand Lay-up* e *Spray-up*).
- *Filament Winding*.
- Produzione continua – Poltrusione (*Continuous Production*).
- Resin Transfer Moulding.
- Laminazione in autoclave.

Il processo produttivo che verrà praticato per costruire la camera a drift sarà la lavorazione a mano, consistente nella laminazione di strati successivi di tessuti di fibra. Il processo di evolve per fasi riportate di seguito:

1 – Taglio del rotolo di fibre preimpregnate.
2 – Sagomatura dello stampo.
3 – Rimozione del film distaccante
4 – Impilamento.
5 – Confezionamento di un *sacco* di tenuta
6 – Consolidamento in autoclave.
7 – Estrazione e finitura.

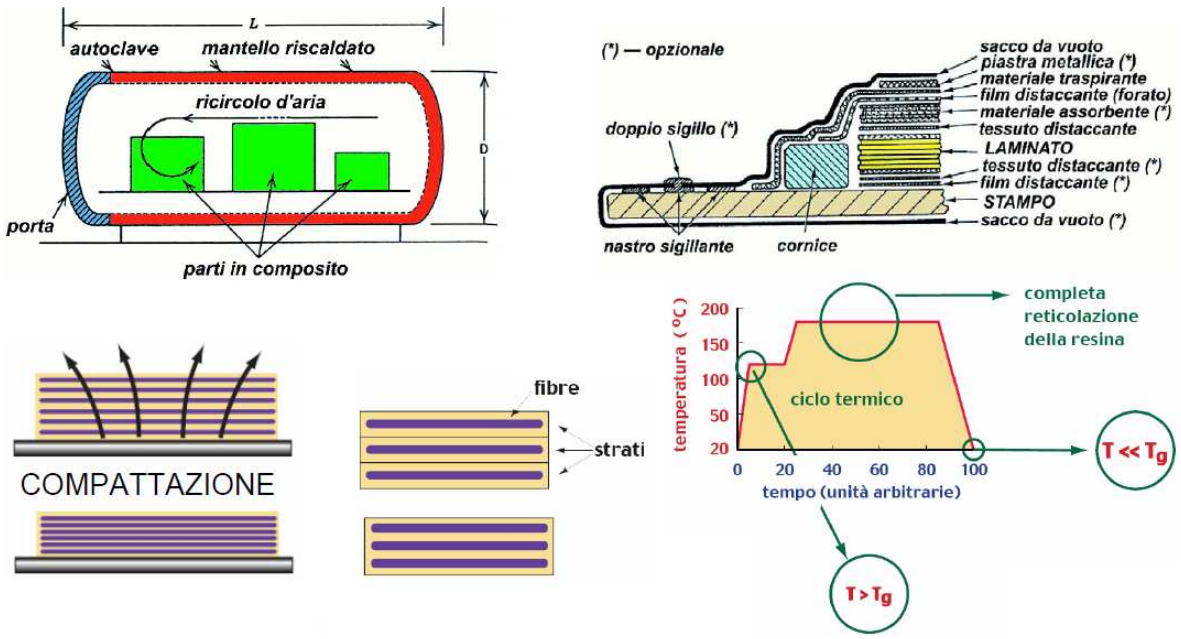


Fig. 4.7 – Fasi del processo produttivo di un laminato in materiale composito.

4.2 – Condizioni operative e vincoli progettuali.

L'attenzione converge ora verso la scelta del materiale che costituirà la struttura portante della camera a drift. I vincoli progettuali relativi alla selezione di quest'ultimi restringono fortemente la gamma dei percorsi percorribili, indirizzando il progettista verso l'adozione di un numero di alternative molto limitato.

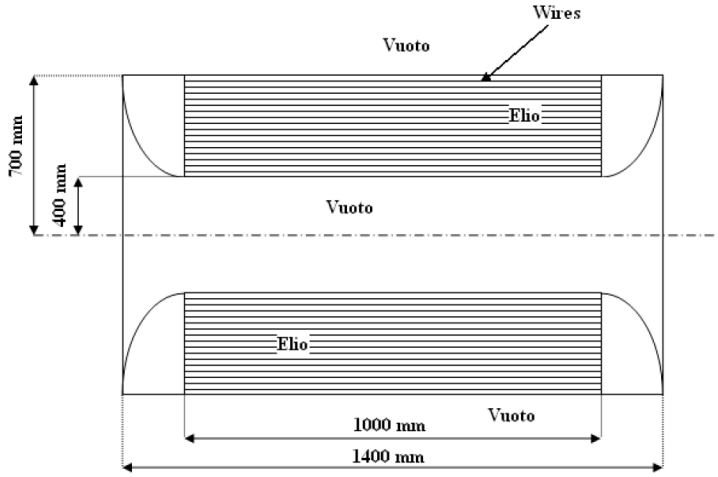
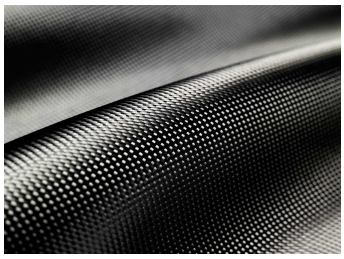


Fig. 4.8 - Struttura della Camera a Drift; nel particolare si può notare la distribuzione dei fili nel volume contenuto tra il cilindro interno e quello esterno.

I materiali che possono essere utilizzati per la costruzione della camera a drift devono essere facilmente attraversati dalle particelle subatomiche, ovvero dovranno essere caratterizzati da una elevatissima trasparenza per minimizzare gli effetti di interazione durante il passaggio. Avranno perciò una bassa densità e un basso numero e peso atomico, per realizzare spessori molto contenuti ed ottenere una struttura estremamente leggera. Inoltre le pareti della camera dovranno resistere al vuoto, contenere il gas confinato nella regione di spazio stabilito e, ovviamente, non compromettere la stabilità dell'intera struttura. A causa di questi vincoli, la scelta ricade sui materiali compositi fibrorinforzati con fibre di carbonio. Si effettua uno studio sui possibili ply rinforzati con matrice epossidica per i quali sia ammissibile una temperatura di cura relativamente bassa (attorno ai 120 °C).



La scelta del ply, considerando uno spessore limitato, un modulo E_1 relativamente alto e una percentuale elevata di fibra in termini di volume rispetto alla matrice, ricade su un **prepreg unidirezionale** prodotto da **SAATI Composite**; le proprietà tecniche sono esposte nel datasheet in appendice.

4.3 – Introduzione al software commerciale ESAComp.

Il nucleo di lavoro per lo sviluppo di ESAComp è stato condotto, sotto contratto con l'ESA/ESTEC, dal Laboratorio di Strutture Ultraleggere della University of Technology di Helsinky e dai suoi partner. La prima versione ufficiale di ESAComp uscì nel 1998 e dal 2000 il lavoro di sviluppo è stato trasferito alla Componeering Inc.

ESAComp consente una ampia scelta di opzioni per la progettazione e l'analisi, anche dal punto di vista della micromeccanica, di laminati solidi e sandwich. Inoltre, include strumenti di analisi per elementi strutturali come piastre, pannelli rinforzati, travi e colonne, vincoli e giunzioni meccaniche. Grazie alla possibilità di interfacciarsi con i più diffusi pacchetti di software agli elementi finiti, ESAComp si inserisce senza soluzioni di continuità nel processo di progettazione.

L'interfaccia grafica di ESAComp è essenziale ed indirizza l'utilizzatore verso una progettazione step-by-step del laminato. La scelta di quest'ultimo è molto delicata in quanto la risposta strutturale sarà fortemente condizionata dai vari parametri da scegliere a monte, come il tipo di fibra secca, la matrice, la percentuale in volume di matrice e fibra, il processo produttivo per la costruzione del ply, le condizioni ambientali operative in termini di temperatura e umidità e l'applicabilità industriale. In primo luogo ESAComp consente all'utente di scegliere i componenti base del proprio laminato, ovvero le fibre, le matrici, i core (foam oppure honeycomb), i materiali omogenei e i plies (unidirezionali o tessuti) già precostituiti; tali scelte possono essere fatte all'interno di un ampio database contenente dati commerciali e tipici.

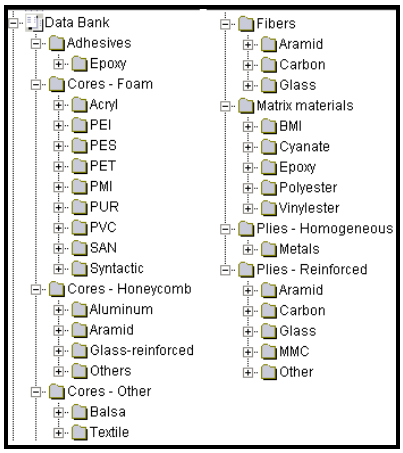


Fig. 4.9 – Database di ESAComp.

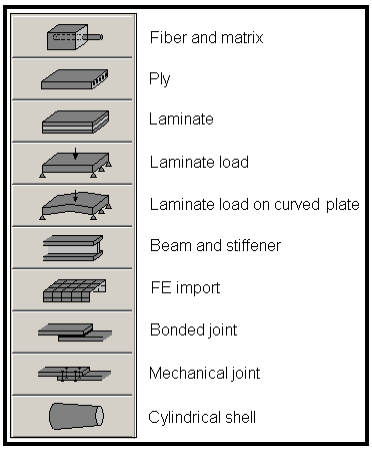


Fig. 4.10 – Analisi effettuabili in ESAComp.

Successivamente possono essere rielaborati i dati relativi ai componenti scelti andando ad assemblare il proprio ply sfruttando i principi della micromeccanica relativa ai materiali compositi; in seguito si passa alla realizzazione del laminato scegliendo il lay-up preferito e si sottopone il laminato ad una o più condizioni di carico per verificarne la risposta strutturale. Una volta costituiti i laminati, è possibile fare delle prove di resistenza confrontando vari criteri, si verifica la disomogeneità strutturale visualizzando il diagramma 2D relativo alle tensioni principali ed infine si esportano i laminati e/o i plies assemblati in un formato direttamente leggibile dai software agli Elementi Finiti, come ANSYS APDL e ANSYS ACP.

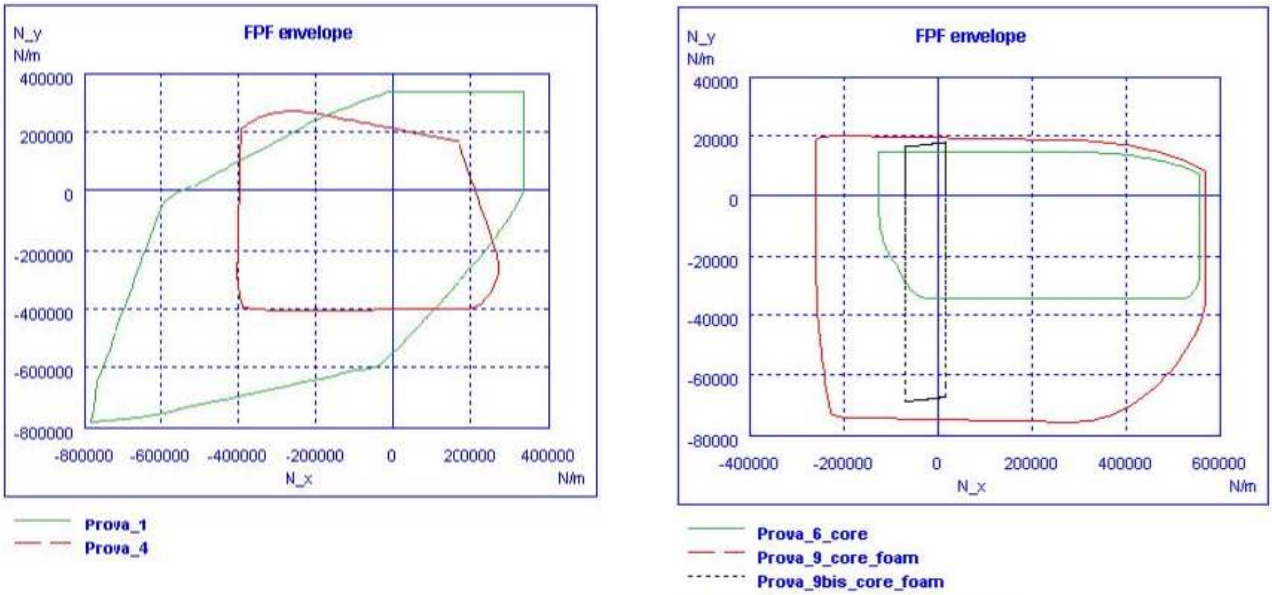


Fig. 4.11 – Analisi sulla resistenza dei laminati in ESAComp tramite la Teoria Classica della Laminazione.

Le potenzialità di ESAComp non si fermano soltanto alla fase di costruzione del laminato; difatti è possibile sottoporre il laminato ad una verifica strutturale in seguito all'applicazione di una condizione di carico esterna (con laminato piano o curvato) o in presenza di giunzioni di tipo meccanico o con incollaggio.

Le principali potenzialità di ESAComp risiedono nella capacità di costruire dei laminati compositi attraverso prototipazione virtuale tenendo conto dei reali fattori di influenza dovuti alle fasi produttive, tengono conto della composizione micromeccanica e della disposizione dei ply all'interno del laminato; inoltre le possibilità di usufruire di dati tecnici ingegneristici industriali ed il fatto di essere implementato direttamente con gli specifici software di simulazione FEM, fanno di ESAComp il ponte per rendere il mondo della prototipazione computazionale e quello industriale sempre più vicini.

4.4 – Prototipo virtuale dei laminati in ambiente ESAComp.

La fase di costruzione del ply (denominato **HS150_ER432_unid**) avviene tramite la creazione completamente *customizzata* del prepreg unidirezionale scelto, sfruttando le proprietà settabili in ESAComp come il tipo di rinforzo, composizione, spessore, densità, costanti ingegneristiche, first e ultimate tensile strength, costo, ecc.

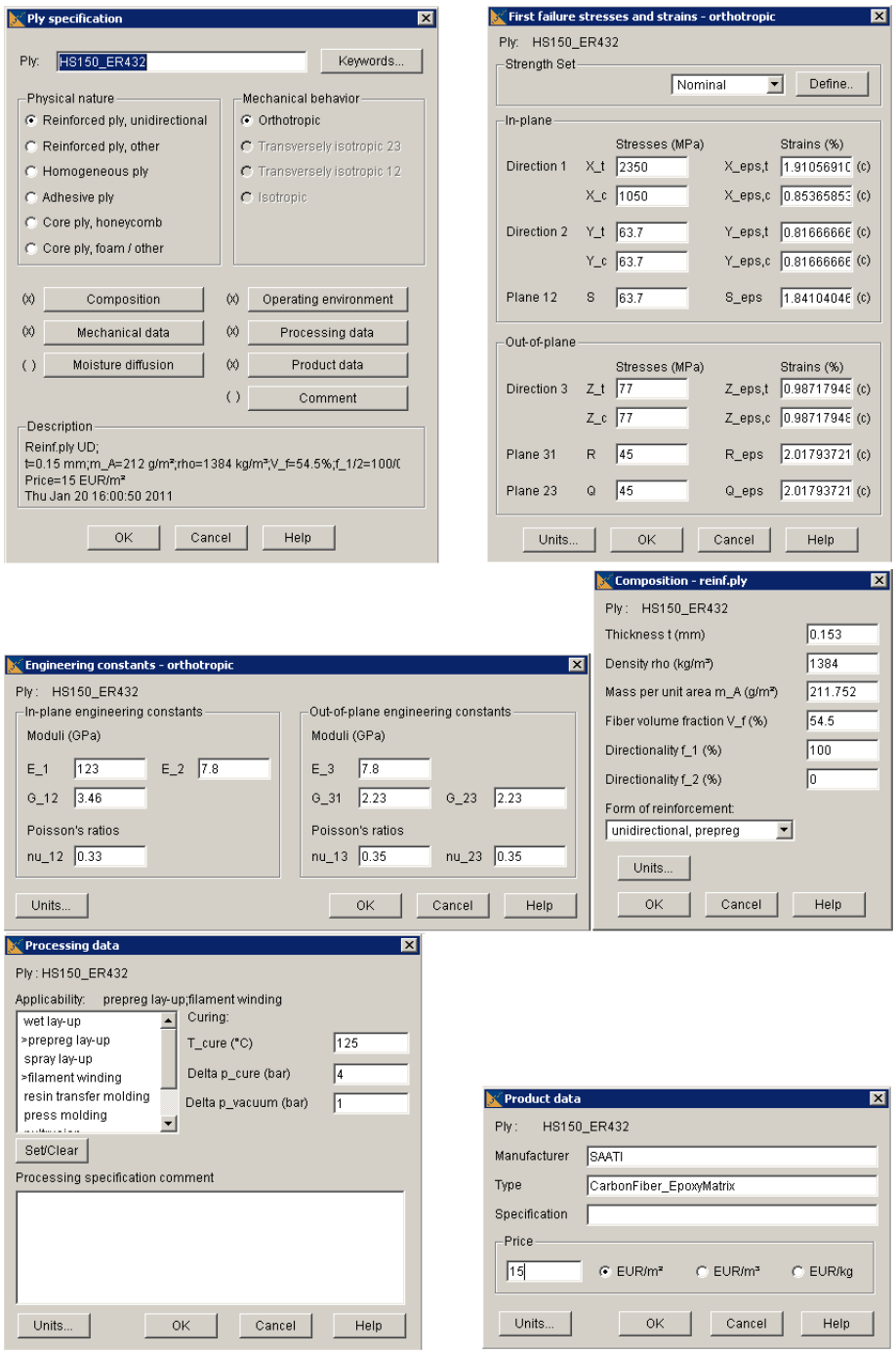


Fig. 4.12 – Progettazione di un ply rinforzato unidirezionale in fibra di carbonio con matrice epossidica.

Una volta inseriti i dati relativi al singolo ply, è possibile all'interno di ESAComp costruire dei laminati gestendo il lay-up, cioè la sequenza di laminazione delle fibre all'interno del laminato, e monitorare la proprietà meccaniche confrontando le diverse configurazioni. Nella figura seguente viene mostrata l'interfaccia grafica di ESAComp che consente di settare l'orientazione delle fibre nel laminato e il valore dell'interlaminar shear strength; nel caso specifico si è costruito un laminato a 4 strati orientati secondo le direzioni 0°/90°/90°/0°.

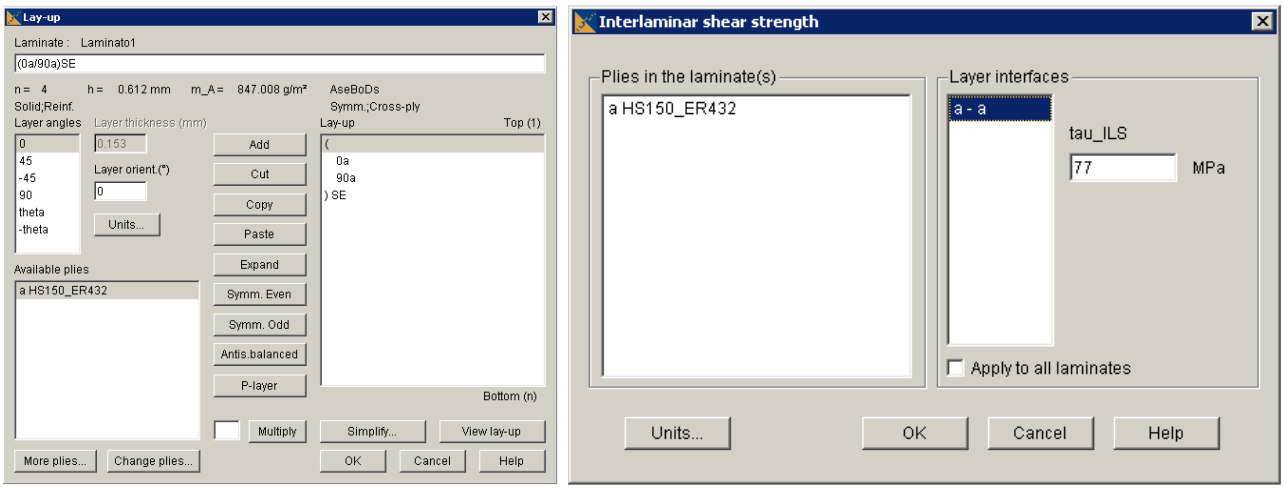


Fig. 4.13 – Creazione del laminato in composito: fase di LAY-UP.

Si riporta in appendice il file di anteprima generato da ESAComp relativamente alle proprietà del laminato creato.

Il comportamento del laminato analizzato può essere riassunto sui diagrammi polari che mostrano sia l'andamento dei moduli E e G, sia la risposta in termini di resistenza:

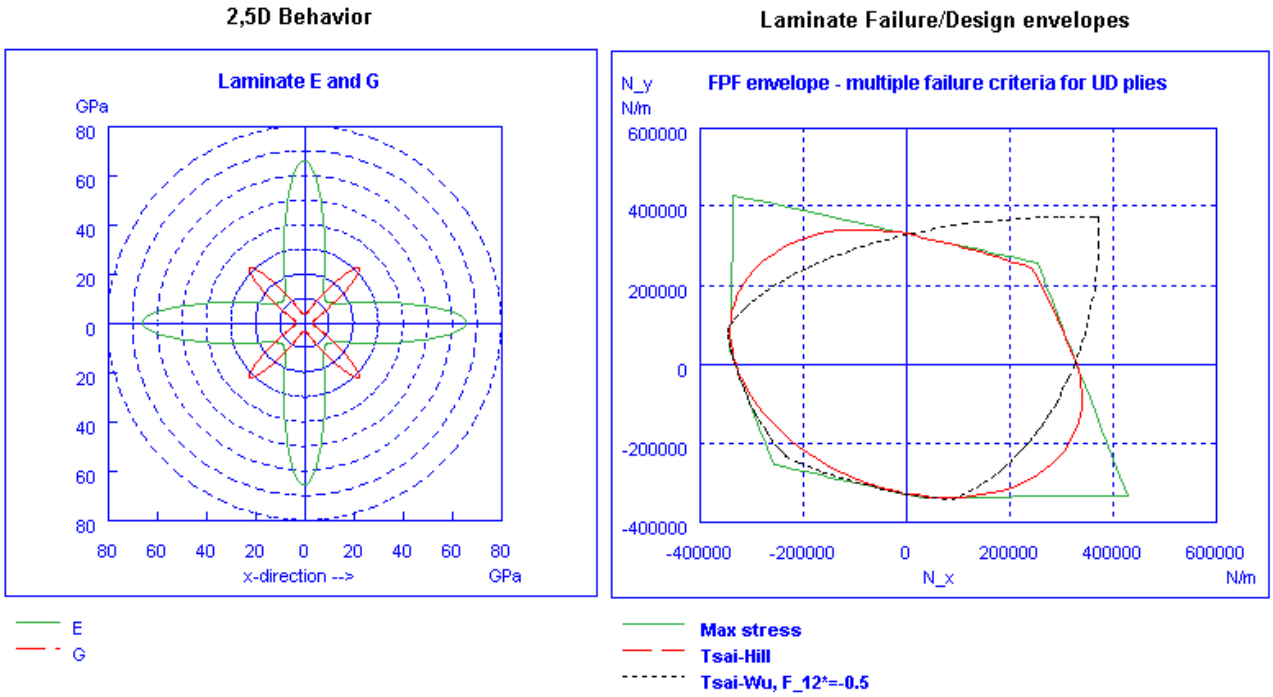
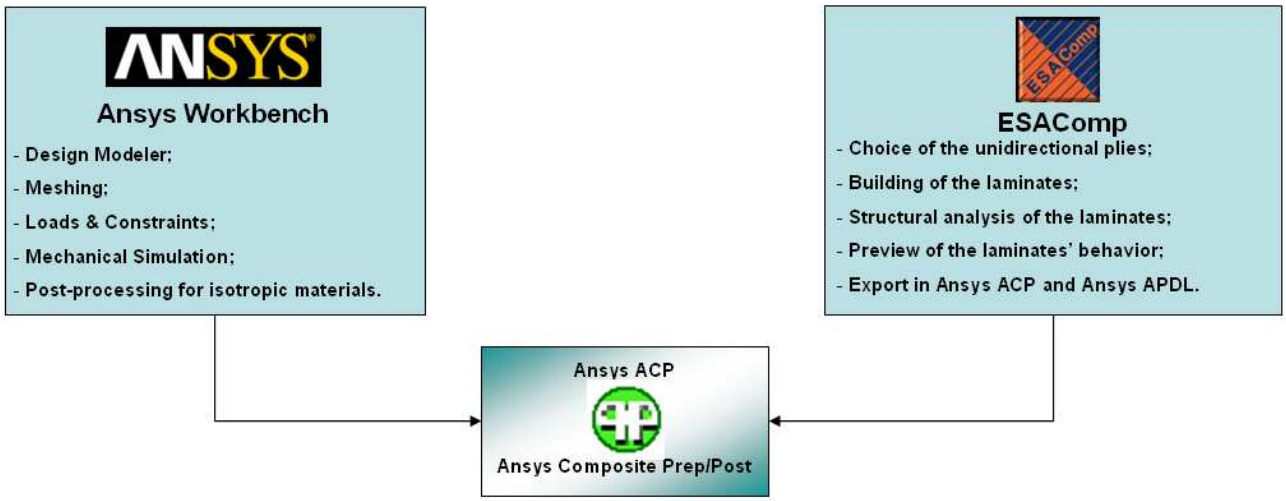


Fig. 4.14 – A sinistra: Analisi sui diagrammi polari dell'andamento del modulo E e del modulo G. A destra: Confronto relativo a tre criteri di resistenza riferiti ad uno stesso laminato.

In questa fase di scelta e progettazione del laminati in composito, si è deciso di assegnare alle parti costitutive la camera a drift un laminato composto esclusivamente da prepreg unidirezionale in fibra di carbonio con matrice epossidica; si è perciò deciso di trascurare almeno per il momento la presenza di un core costituito da una schiuma, anch'essa in composito, all'interno della struttura interna del cilindro.

5 – Analisi statica strutturale della Camera a Drift in materiale composito.

L'analisi sulla risposta strutturale della Camera a Drift ha intrapreso una decisiva fase evolutiva grazie all'utilizzo dell'innovativa interfaccia ANSYS dedicata all'analisi delle strutture in materiale composito: ACP, acronimo di ANSYS Composite Pre/Post.
Dal punto di vista della logica progettuale, verrà descritto tramite un semplice diagramma a blocchi il flusso sistematico seguito per aggregare i dati progettuali da ANSYS Workbench, relativamente alla discretizzazione del modello geometrico ed all'analisi statica strutturale con imposizione di carichi e vincoli, e da ESAComp, relativamente alla selezione e progettazione dei laminati in materiale composito.



Una volta scelta la miglior configurazione geometrica tramite il primo ciclo di ottimizzazione su ModeFRONTIER, la nuova geometria della camera a drift viene caricata in ANSYS WorkBench e si procede all'analisi strutturale; parallelamente si approfondiscono le problematiche relative alla scelta del laminato composito al fine di selezionare un set ristretto di alternative ammissibili e si progetta il prototipo virtuale in ESAComp; le informazioni relative ai due processi possono integrarsi all'interno di ACP che è in grado di assegnare al modello il materiale composito impostando in maniera profondamente diversa la fase di pre-processing rispetto ad ANSYS APDL o ANSYS Workbench. Prima di descrivere in maniera dettagliata la preparazione del modello utilizzando i materiali compositi, si sviluppa un breve excursus sulle potenzialità di ACP e sulle caratteristiche che lo differenziano in maniera così profonda dai classici tools di ANSYS.

5.1 - Introduzione al software commerciale ACP (ANSYS Composite Pre/Post).

ACP è un software basato sul linguaggio di programmazione Python; esso infatti legge e scrive informazioni esclusivamente utilizzando la sintassi di tale linguaggio. L'interfaccia grafica è particolarmente user-friendly ma allo stesso tempo essenziale, perciò tutti i *tools* di ACP sono sempre a portata di mano.

ACP utilizza come *motore* il solutore frontale ANSYS, ma consente una gestione eterogenea delle informazioni di partenza caratterizzando in maniera completamente differente la fase di pre-processing. In primo luogo ACP può essere avviato direttamente dall'interfaccia di Workbench; una volta lanciato, una parte delle impostazioni settate su Workbench vengono utilizzate per iniziare la fase di pre-processing per l'analisi in composito, ed in particolare vengono considerate geometricamente solo le superfici, trascurando la presenza dei solidi. La mesh viene importata direttamente da WB, così come i vincoli, i carichi e le mutue condizioni di contatto tra le superfici ed i solidi.

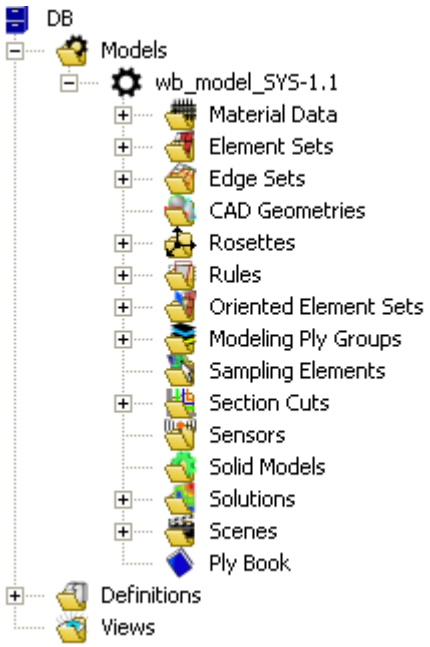


Fig. 5.1 - Menù a tendina di ACP.

La prima caratteristica che differenzia profondamente WB da ACP è la gestione dei materiali e l'assegnazione di questi ultimi alle superfici; i materiali possono essere importati da ESAComp tramite la lettura di uno script in Python oppure possono essere creati al suo interno.

La sezione relativa ai materiali si suddivide in 4 parti: **materials**, **fabrics**, **stackups** e **sublaminates**; all'interno di ogni sezione si possono settare proprietà differenti, come le costanti ingegneristiche, i valori di *first* e *ultimate stress limits*, i coefficienti di drappeggio, il costo, il lay-up del laminato, i coefficienti di espansione termica e lo spessore del ply. Una volta assegnati i materiali si analizza nel dettaglio il modello geometrico e si cerca di capire quale potrebbe essere la direzione o le direzioni di stesura della fibre; una volta che il progettista ha esaminato attentamente la geometria e ha deciso come orientare i plies, ACP viene incontro alle esigenze

dell'analista dando la possibilità di posizionare nello spazio di lavoro dei sistemi di riferimento (rosette); tali sistemi di riferimento possono essere cilindrici, paralleli, radiali, sferici o possono seguire un profilo predefinito e verranno selezionati nella definizione degli OES (Oriented Element Set) per assegnare alla geometria della superficie delle direzioni di riferimento. In questo frangente, le direzioni assegnate negli OES rappresenteranno esclusivamente le direzioni di riferimento teoriche (visualizzate con i vettori in verde), non le direzioni reali delle fibre.

La possibilità di utilizzare una funzione di questo genere consente di migliorare enormemente le prestazioni del prototipo virtuale, in quanto, a differenza di come farebbe il classico software FEM con i materiali isotropi, ACP consente nella sezione OES di allineare la direzione del sistema di riferimento locale a quello globale della superficie in analisi, concordemente a quanto prestabilito tramite le *rosette* assegnate. Tale aspetto emerge come straordinaria evoluzione tecnologica in ambito FEM in quanto è possibile simulare effettivamente il comportamento del laminato in composito poiché la direzione principale è orientata come quella reale.

Il modello potrà essere inoltre suddiviso in porzioni indipendenti tramite delle definizioni (*rules*) anch'esse utilizzabili in fase di definizione degli OES. Le *rules* potranno essere parallele, cilindriche, sferiche, tubolari o *cut-off*.

Una volta suddiviso il modello in settori indipendenti e una volta assegnata l'orientazione degli elementi all'interno della sezione OES, si passa all'analisi della stesura del laminato composito creando i *ply groups;* con tale sequenza si chiude perfettamente il cerchio dell'analisi in quanto si assegna ad ogni porzione della superficie (OES) il relativo materiale (singolo ply o laminato assemblato) specificandone anche la direzione di riferimento; inoltre è possibile attivare l'opzione "**DRAPING & FLAT-WRAP**" che consente di ricavare il profilo piano del laminato di partenza necessario per ottenere, a valle della stesura, la superficie desiderata. Consentendo il calcolo del drappeggio del laminato è possibile evidenziare (tramite i vettori in blu) la reale direzione che

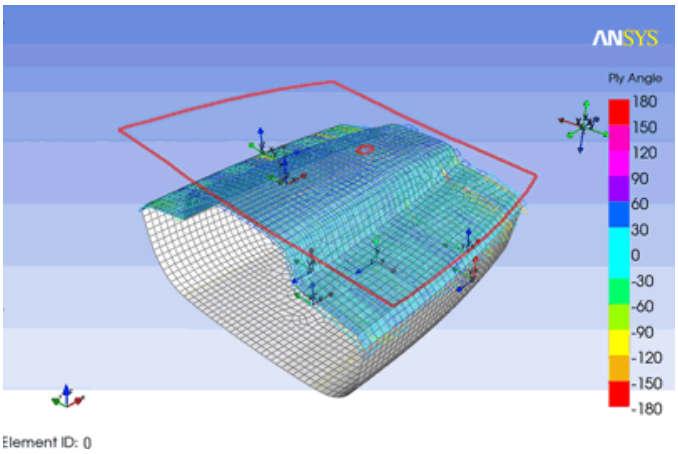


Fig. 5.2 - Esempio di una applicazione navale su ACP.

assumeranno le fibre a valle della stesura, confrontandole con le direzioni di riferimento geometriche e visualizzando anche il taglio (*shear*) subito dal laminato. La mancata attivazione dell'opzione di drappeggio porterebbe alla perfetta corrispondenza della direzione delle fibre (ply groups) e di quella di riferimento (OES), ammettendo quindi la possibilità di realizzare la superficie interessata in maniera ideale, trascurando gli effetti del taglio subito dal laminato; per tale motivo attivare l'opzione di drappeggio è fondamentale poiché garantisce un elevatissimo grado di accuratezza nella simulazione potendo considerare anche le difficoltà derivanti dalla drappabilità dei tessuti.

Le altre potenzialità di ACP sono relative alla possibilità di monitorare continuamente le proprietà di massa o il costo di una geometria attraverso sei sensori (*sensors*), consente di costruire il modello solido a valle dell'assegnazione dei materiali nella sezione *ply-groups* e controlla che non si siano invertiti i piani di laminazione a causa di errori di natura numerica, tramite la creazione delle *section cut.*

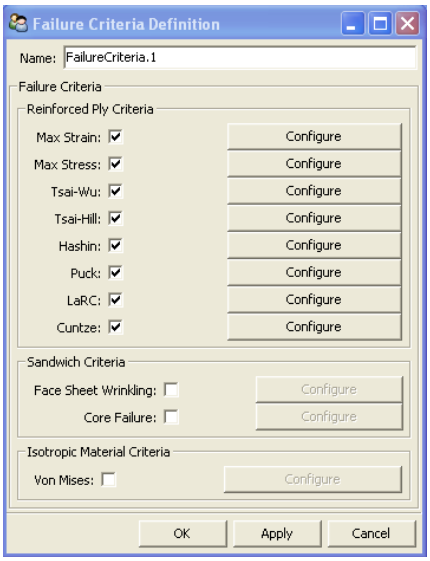


Fig. 5.3 - Selezione dei Failure Criteria.

Si deve prestare particolare accortezza alle definizioni assegnabili in ACP: difatti è possibile monitorare grandezze fisiche come il campo di spostamenti, il campo tensionale, il campo deformativo e verificare la risposta del componente secondo dei criteri di resistenza ad – hoc; ACP da questo punto di vista permette di disattivare o attivare e in seguito configurare varie impostazioni relative a diversi criteri di resistenza specifici per i materiali compositi, quali: Max strain, Max Stress, Tsai-Wu, Tsai-Hill, Hashin, Puck, LaRC e Cuntze. La visualizzazione grafica dei risultati consente di monitorare qual è il ply che all'interno del laminato risulta più critico e quale criterio di resistenza risulta meno conservativo in quella configurazione di carico.

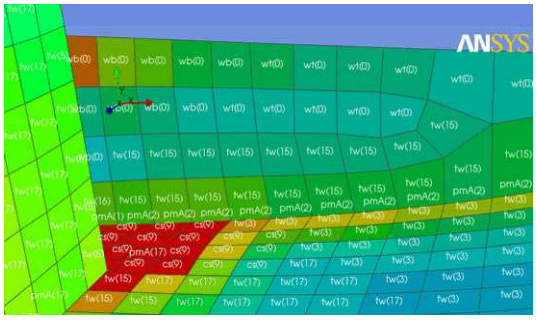


Fig. 5.4 - Fase di post-processing su ACP.

Una volta conclusa l'analisi, è infine possibile creare un *ply book* all'interno del quale vengono specificate tutte le impostazioni sul modello (fase di pre-processing) e i risultati ottenuti (post-processing) dopo la soluzione con ANSYS.

5.2 – Analisi strutturale qualitativa su ACP.

Passiamo ad analizzare nel dettaglio tutto il processo computazionale che consente di legare interattivamente ANSYS WB, ESAComp ed ACP. In primo luogo è necessario aver preventivamente svolto sia l'analisi statica strutturale su Workbench sia la progettazione del laminato su ESAComp; una volta concluse entrambi queste fasi, all'interno della sessione *Mechanical* di Workbench dalla versione 12.0 in poi è possibile avviare ACP dal comando:

ACP → Start ACP.

La completa comprensione delle relazioni che legano Workbench ed ACP si può assimilare solo analizzando attentamente ciò che avviene tra i file all'interno della directory di lavoro; facendo un piccolo passo indietro, ci si riferirà ora ai nomi dei file realmente creati in fase di analisi ed ai relativi percorsi. Utilizziamo **D:\users\Drift_Chamber** come directory principale di lavoro. Salvando al suo interno il progetto Workbench rinominandolo **Full_model**, vengono generati i seguenti file:

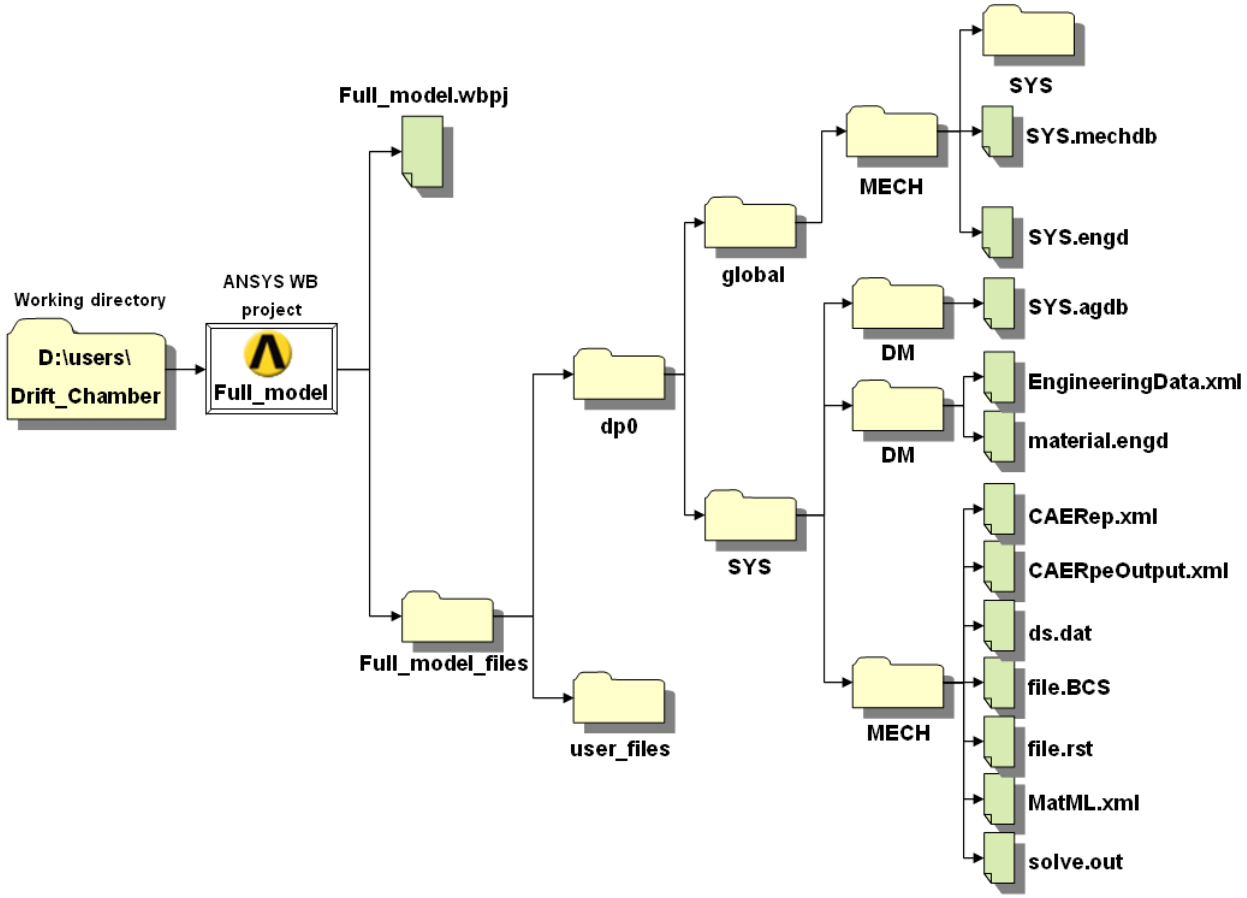


Fig. 5.5 – File e directory di lavoro generate da una analisi su ANSYS WB.

La cartella **D:\users\Drift_Chamber\Full_model_files\user_files** è inizialmente vuota, mentre tutti i dati relativi al modello geometrico ed ai settaggi sui materiali, mesh, carichi e vincoli sono memorizzati nel file **ds.dat**, mentre i risultati vengono salvati in **file.rst**.

Nel momento in cui viene avviato ACP direttamente da Workbench, a valle della simulazione statica, l'esportazione del modello comporta la creazione dei seguenti file:

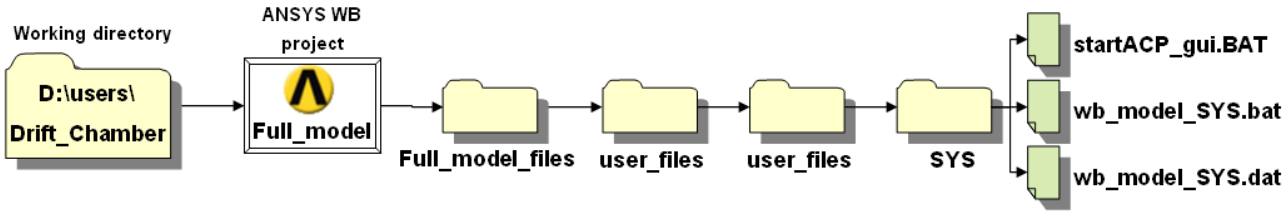


Fig. 5.6 – File e directory di lavoro create da ANSYS una volta avviata l'applicazione ACP.

Il file aperto su ACP è **wb_model_SYS.acp**, un file contenente i seguenti comandi:

```
<<
#
# ACP Database File
#
# (c) 2005 - 2009 by
# EVEN - Evolutionary Engineering AG
#
# Product: ANSYS Composite PrepPost
#
# Version: 12.1
# Created from WB_Script

db.import_model(name=r'wb_model_SYS.1', path=r'wb_model_SYS.dat',
format=r'ansys:dat', reduced_integration=True, ignored_entities=['materials'],
post_processing_model=False)
db.models[u'wb_model_SYS.1'].create_scene('Scene.1')
>>
```

Le informazioni contenute nel file appena visualizzato sono espresse con sintassi Python e fanno riferimento ai dati contenuti nel file **wb_model_SYS.dat**; quest'ultimo è un file copia del file:

C:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_files\dp0\SYS\MECH\ds.dat

Il file **wb_model_SYS.acp** importa la geometria dal file **SYS.agdb** visualizzando esclusivamente le superfici ma tenendo conto delle condizioni al contorno pre impostate.

Di seguito viene riportata l'immagine relativa al modello di partenza importato su ACP.

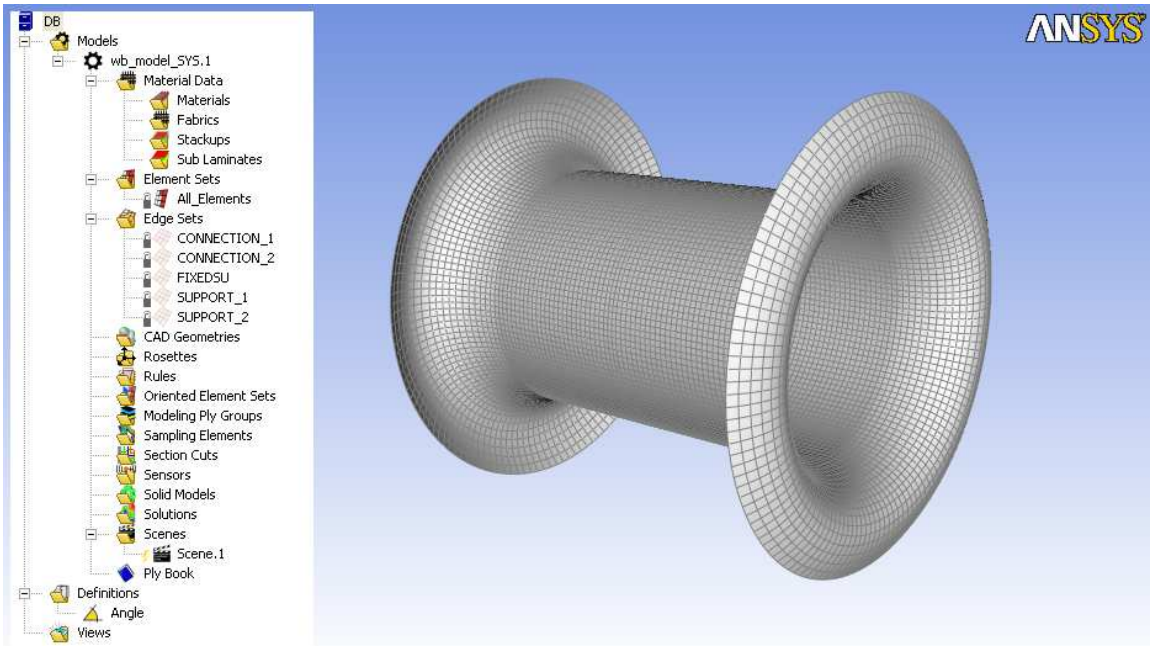


Fig. 5.7 – Modello "vergine" importato da ANSYS WB ad ACP.

Le operazioni effettuate in ambiente ACP andranno ad aggiungere informazioni nel file **wb_model_SYS.acp**, modificabili quindi sia in modo interattivo dall'interfaccia ACP, sia direttamente modificandone la sintassi in linguaggio Python.

La prima operazione, una volta caricato il modello, consiste nell'importazione dei materiali tramite la lettura dello script ***.py** generato da ESAComp. Le proprietà dei materiali vengono in questo modo già inserite all'interno dei menù relativi alle costanti ingegneristiche, strain e stress limits.

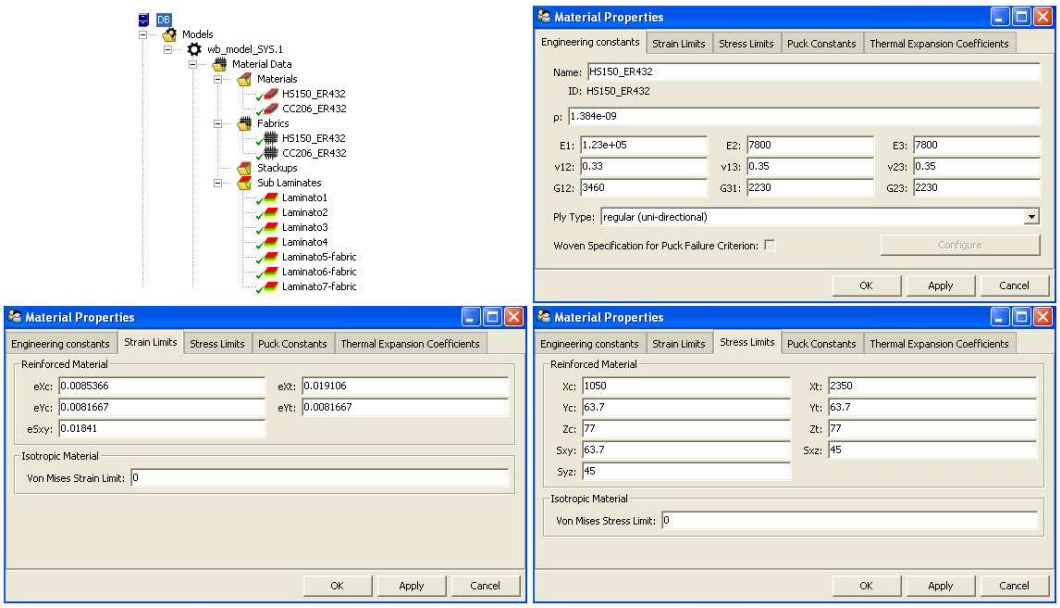


Fig. 5.8 – Proprietà dei materiali importati da ESAComp editabili in ACP.

All'interno delle proprietà del *fabric* è possibile modificare i coefficienti di drappeggio e nelle proprietà dei *sub laminates* è possibile modificare il lay-up dei laminati pre impostati in ESAComp o crearne dei nuovi.

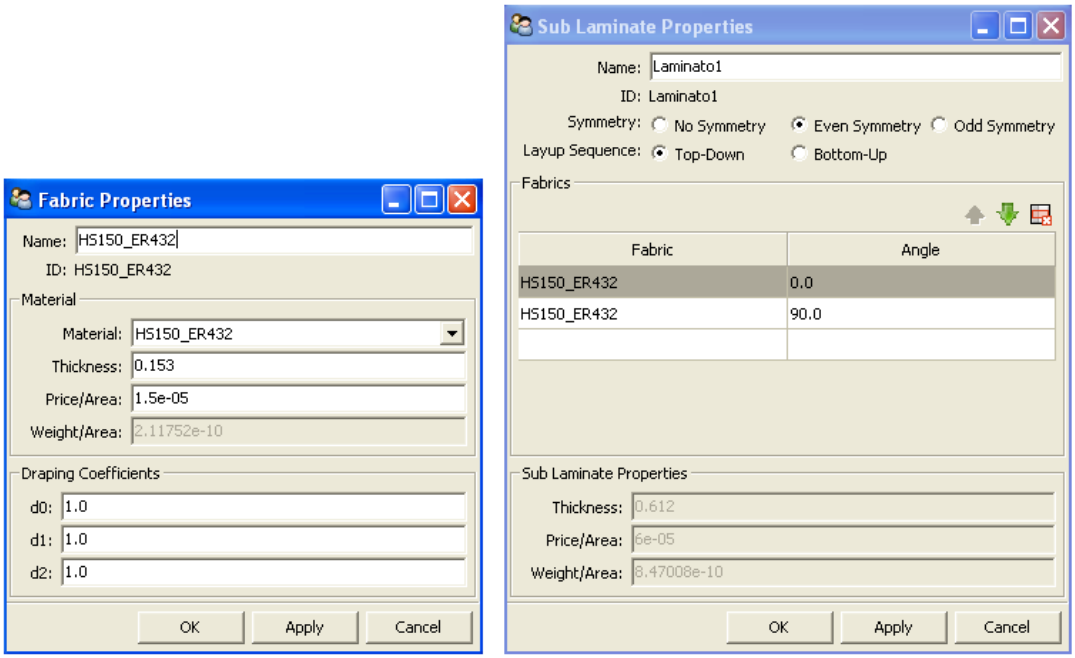


Fig. 5.9 – Proprietà dei laminati importati in termini di spessore, costo, lay-up, coefficienti di drappeggio.

Il passaggio successivo è relativo alla creazione dei sistemi di riferimento (*rosette*) radiali; di seguito si settano gli OES per i tre settori del modello (il cilindro e i due piatti di chiusura) indicando il sistema di riferimento scelto e selezionando gli elementi della mesh sfruttando le rules (nel nostro caso *parallel rules*) create precedentemente.

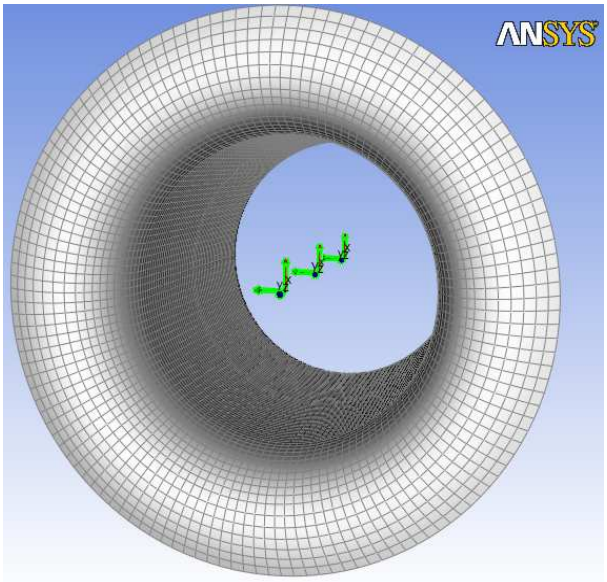


Fig.5.10 - 3 sistemi di riferimento su ACP.

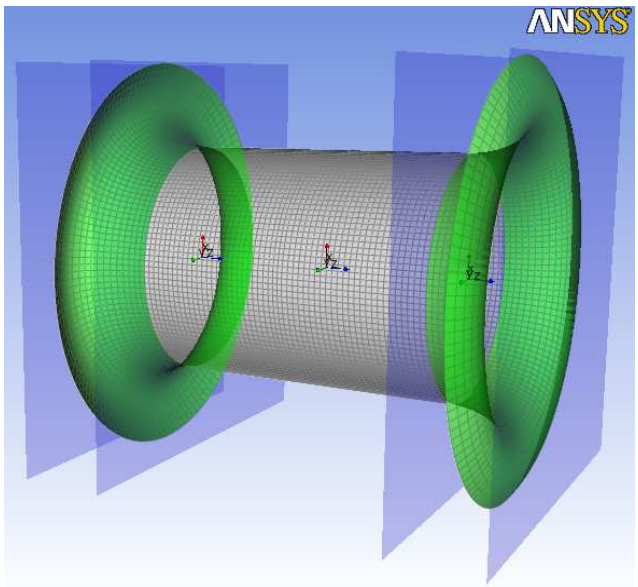


Fig. 5.11 - Parallel rules sui piatti.

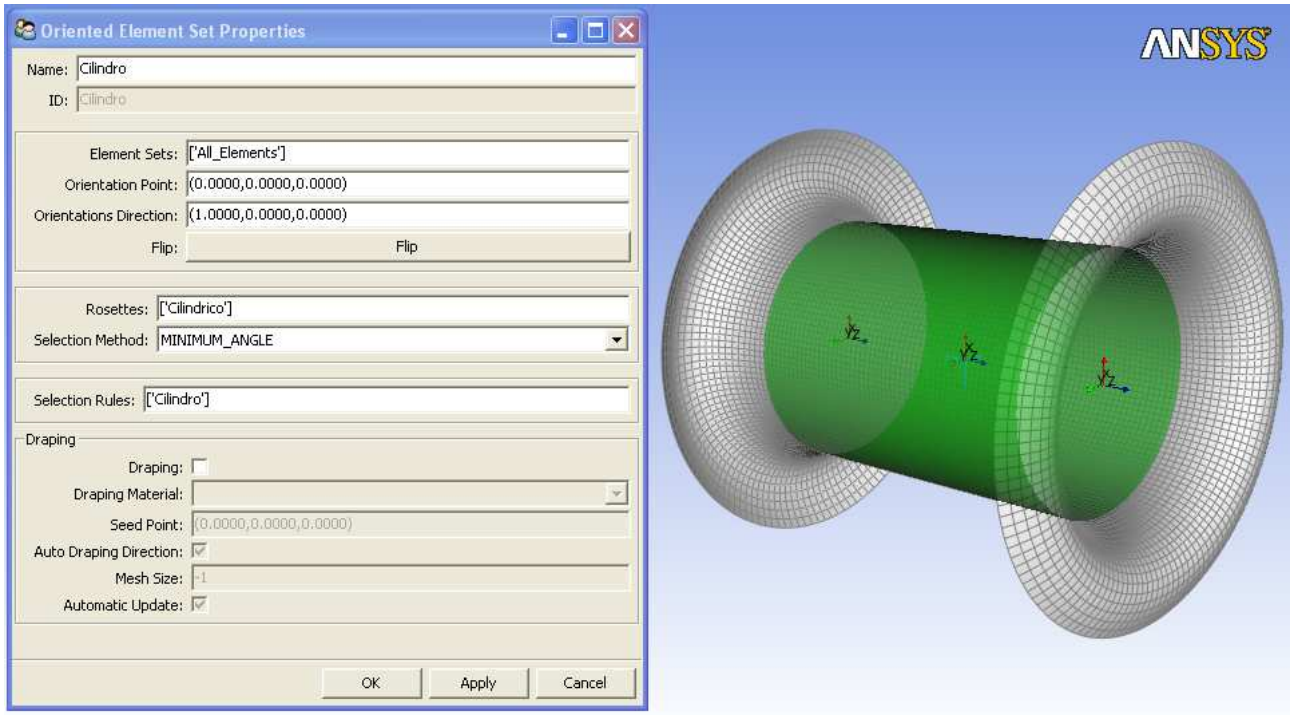


Fig. 5.12 - Creazione degli *Oriented Element Set* per il cilindro interno.

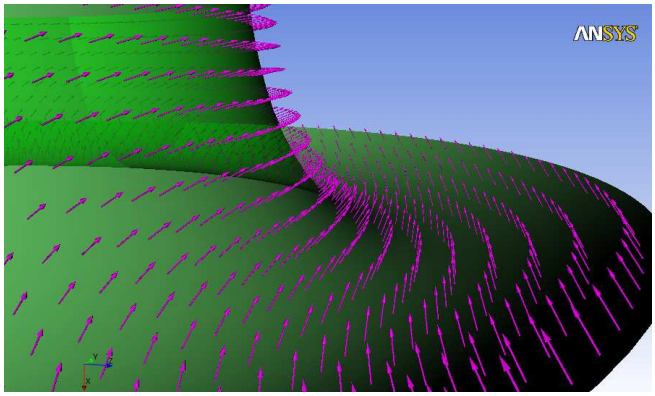


Fig. 5.13 - Normali relative alla superficie del piatto.

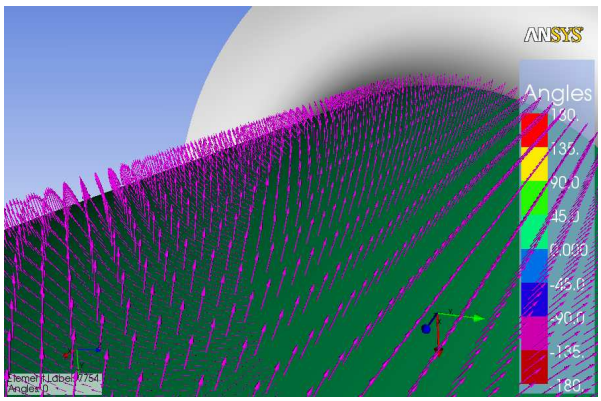


Fig. 5.14 - Normali relative al cilindro.

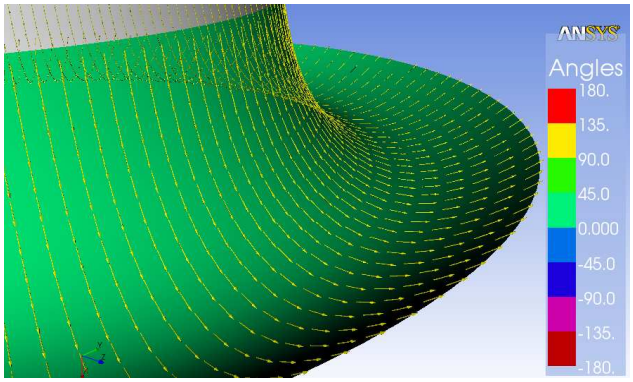


Fig. 5.15 - Direzioni di rifer. geometriche del piatto.

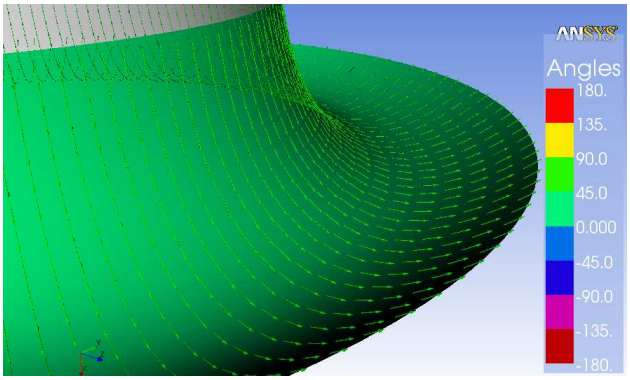


Fig. 5.16 - Direzione di riferimento delle fibre.

Si nota come le direzioni di riferimento geometriche e delle fibre corrispondano.

In questa fase dell'analisi il modello su ACP è molto essenziale non avendo tenuto conto dell'analisi di drappabilità del laminato; tale approssimazione rende coincidenti le direzioni di riferimento delle fibre con le direzioni reali, ma questo in generale non è vero soprattutto alla luce della complessa curvatura da dover costruire.

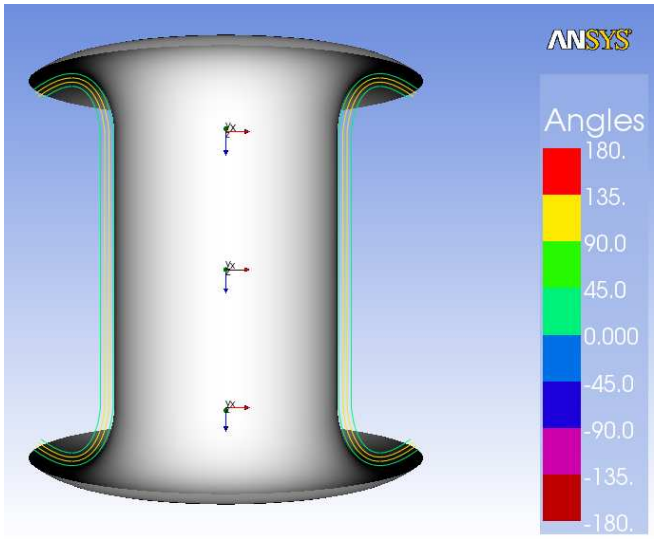


Fig. 5.17 - 'Section cut' della camera.

La funzione *Section Cut* permette, come si nota facilmente nella figura a sinistra, di controllare la coerenza dei piani di laminazione e l'angolazione dei ply all'interno del laminato, potendoli individuare mediante la loro colorazione. In questo caso specifico a tutte le superfici è stato assegnato il **laminato1**, avente lay-up 0°-90°-90°-0°, risultando così simmetrico e bilanciato.

Attivando il sensore d'area e selezionando tutti gli elementi del modello, è possibile monitorare la massa, la superficie complessiva il costo del materiale della camera a drift o di una parte di essa.

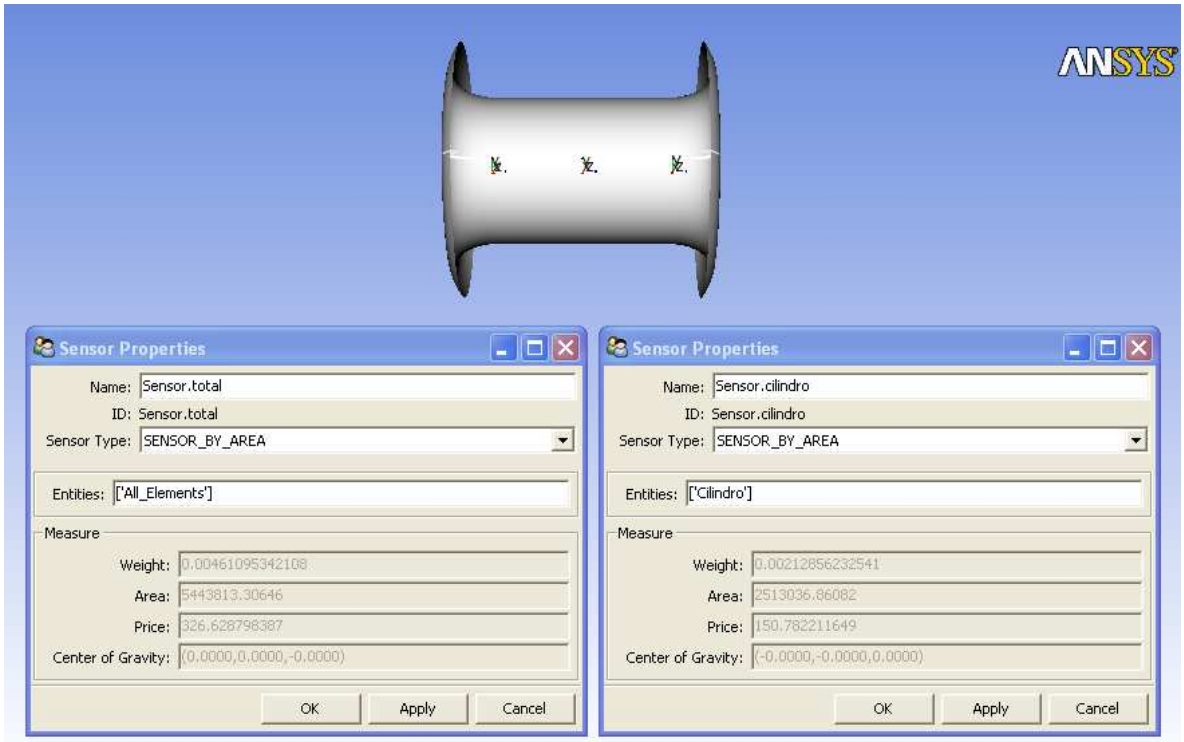


Fig. 5.18 - Indicazioni relative ai sensori sull'area; in questa configurazione il peso totale della camera è di 4,6 kg.

I risultati ottenuti dall'analisi statica strutturale in ACP assegnando alle superfici un materiale unico, cioè un laminato costituito da 4 strati di unidirezionale HS150_ER432 con orientazione 0°/90°/90°/0°, e non considerando l'ipotesi di drappabilità del modello, sono i seguenti:

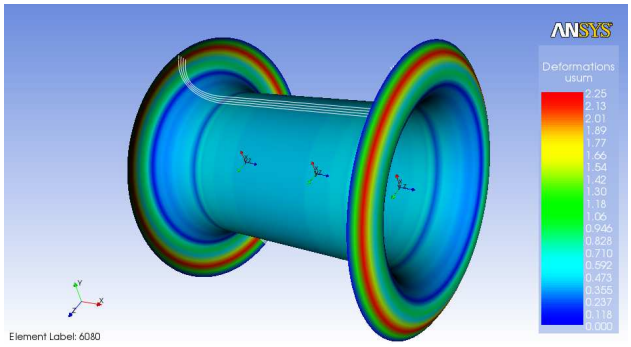


Fig. 5.19 – Displacements sum.

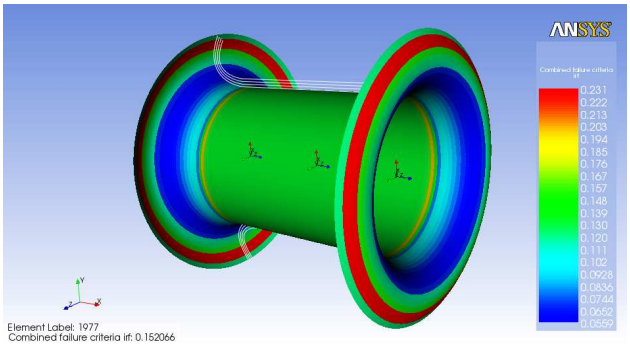


Fig. 5.20 – Inverse Reserve Factor.

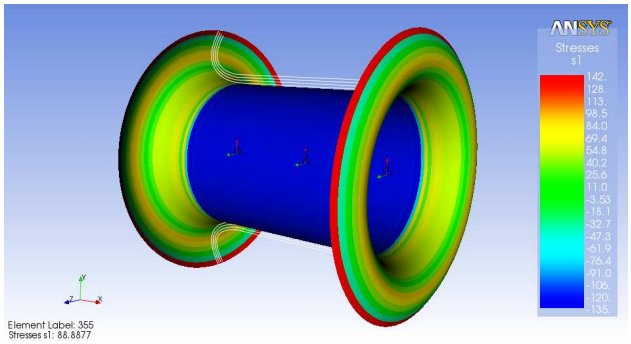


Fig. 5.21 – Primo Stress Principale.

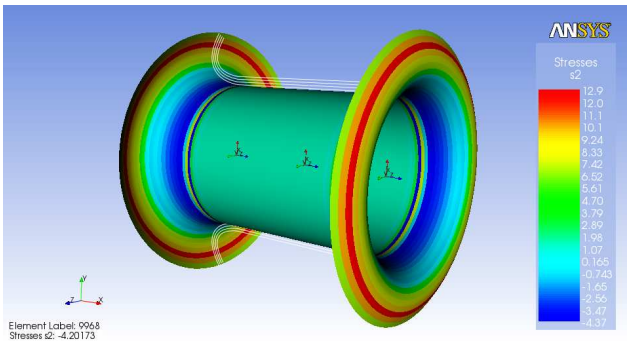


Fig. 5.22 – Secondo Stress Principale.

I risultati vengono esposti esclusivamente a livello esemplificativo, al fine di dimostrare la logica che viene utilizzata da ACP e le sue potenzialità in fase di post-processing. Guardando invece i risultati da un punto di vista numerico, non possiamo ancora garantirne l'accuratezza poiché non sono stati considerati i problemi derivanti dal drappeggio del materiale.

Difatti provando ad attivare l'opzione di drappeggio a livello di definizione dei *ply-groups*, specificando il punto di riferimento per il drappeggio e la dimensione della mesh, il calcolo della soluzione non converge, provocando il *CRASH* del software; tale evento non ha un'origine inspiegabile, bensì è una ovvia conseguenza non solo matematica ma anche geometrica: difatti osservando attentamente il profilo dei piatti esterni e considerando di dover partire da un prepreg unidirezionale piano, è

effettivamente impossibile ottenere la curvatura desiderata da un pezzo unico. L'unico modo per poter ottenere la convergenza del calcolo impone la suddivisione della geometria del piatto di chiusura in settori; tale suddivisione può essere realizzata tramite da definizione di alcune *rules* assegnate in seguito nella definizione degli *OES*.

5.3 – Analisi sulla fattibilità geometrica.

In questo momento subentra un ulteriore parametro progettuale da definire, cioè il numero di settori angolari in cui dividere il piatto: a tal proposito si sono testate diverse configurazioni, con 4 settori da 90°, 8 settori da 45° e 16 settori da 22,5°.

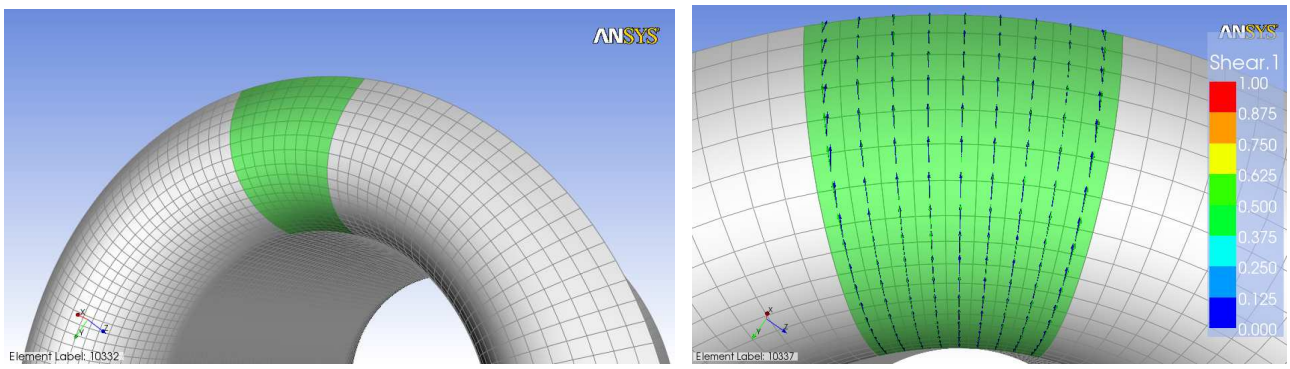


Fig. 5.23 – Settore con apertura angolare pari ad 1/16 di angolo giro.

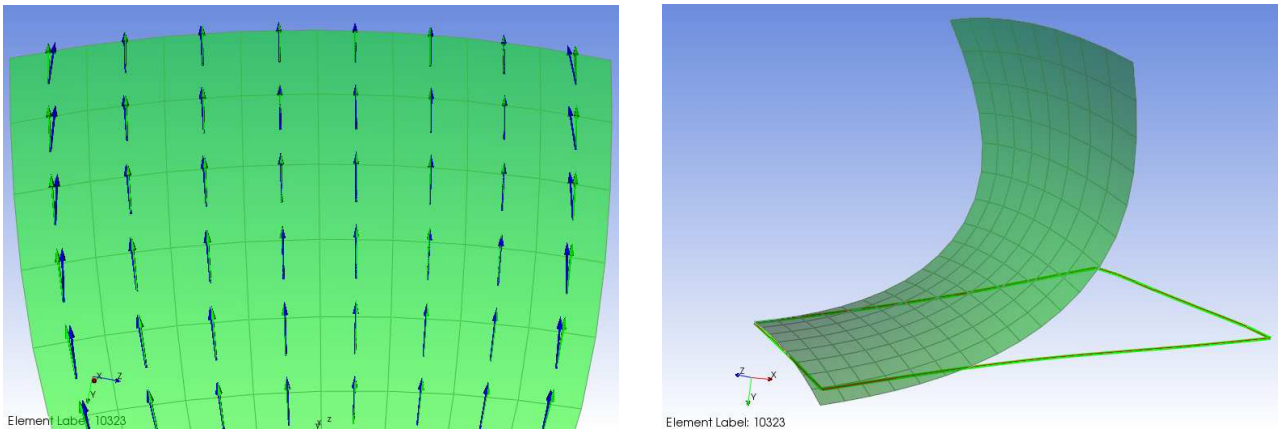


Fig. 5.24 – Confronto tra la reale direzione delle fibre e direzione ideale; Flat Wrap della superficie.

Le immagini riportate fanno riferimento al modello con "spicchi" da 1/16 di angolo giro ognuno. Tanto più è basso il numero di settori in cui si vuole suddividere il piatto esterno, tanto maggiore sarà la deviazione angolare delle fibre (visibili con le frecce in blu) rispetto alla direzione di riferimento (frecce verdi); osservando la direzione delle fibre relative a due settori contigui, si nota come in corrispondenza del bordo tra essi, le fibre siano leggermente divergenti o comunque non seguano una direzione comune; questo fattore genera delle criticità da un punto di vista strutturale in corrispondenza dei bordi di giunzione, tanto più accentuate quanto maggiore è la divergenza tra le direzioni delle fibre, quindi al diminuire del numero di settori. Per tali motivi si è deciso di proseguire nella scelta di un modello con il numero di settori pari a 16.
Il singolo ply relativo ad un settore ha una superficie complessiva pari a circa 889 cm^2 con un peso che si aggira attorno ai 19 g. Il profilo della superficie da dover adagiare sullo stampo al fine di ottenere la curvatura finale desiderata viene generato automaticamente dal software, tramite una operazione denominata **FLAT WRAP**; la superficie piana prodotta può essere esportata da ACP in formato ***.dfw**, così come il *draping model,* ovvero il modello drappeggiato, in formato ***.txt**.
Per motivi legati alla concentrazione degli stress in corrispondenza delle zone di accostamento tra un settore ed un altro, in fase di adagiamento degli spicchi all'interno dello stampo che fungerà da matrice, gli strati sovrapposti vengono sfasati di un angolo pari a 1/32 di angolo giro, cioè di un semi-settore. Questo consente di ricoprire qualunque zona di giunzione con il ply successivo, evitando la presenza di discontinuità nel materiale ed omogeneizzando le zone di concentrazione degli stress.
Di seguito vengono riportate le rules, gli OES ed i ply-groups creati per un modello con un laminato a 2 ply con orientazione 0°/90° in cui sia stata attivato il drappeggio.

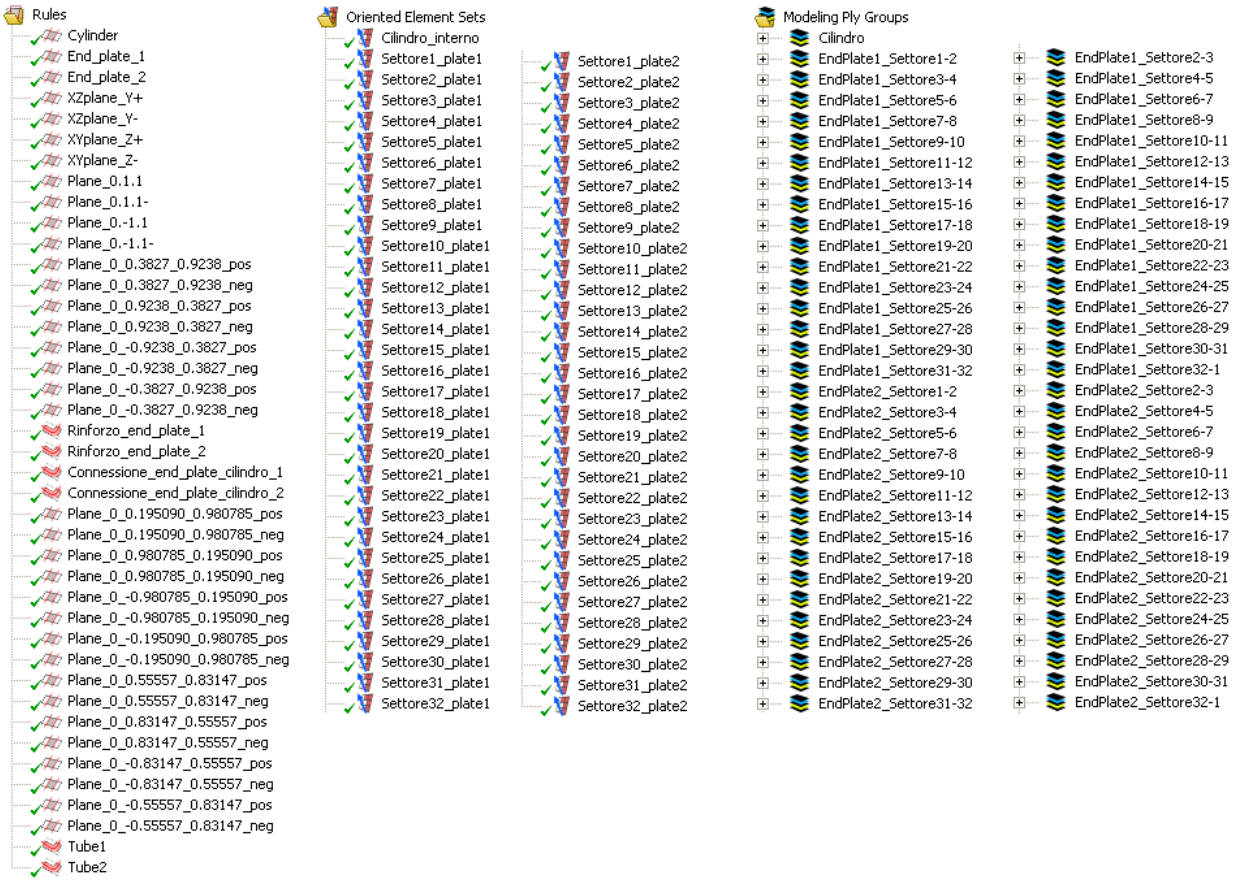


Fig. 5.25 – Elenco delle "Rules", degli "Oriented Element Sets" e dei "Modeling Ply Groups".

Viene ora riportato il modello geometrico meshato caratterizzato da una laminazione a 4 ply con orientazione 0°/90°/90°/0° omogenea su tutta la struttura.

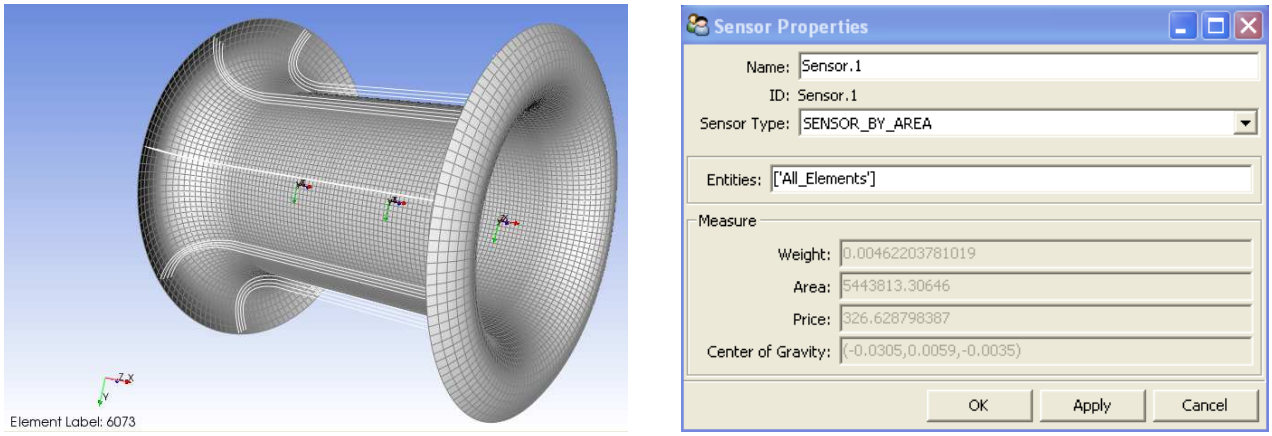


Fig. 5.26 – Valori ottenuti dal sensore di superficie: l'intera struttura pesa 4,622 kg.

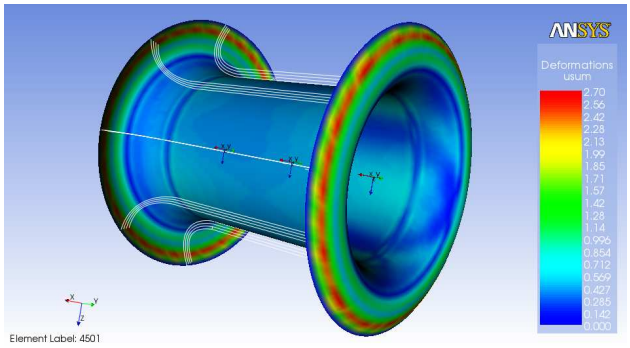


Fig. 5.27 – Displacements sum.

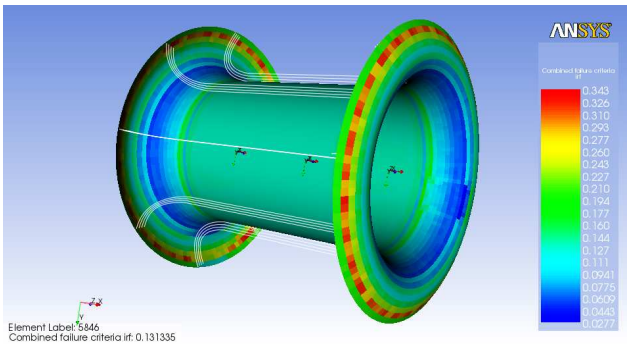


Fig. 5.28 – Inverse Reserve Factor.

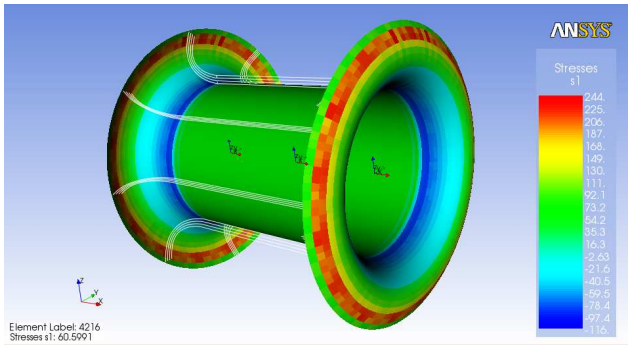


Fig. 5.29 – Primo Stress Principale

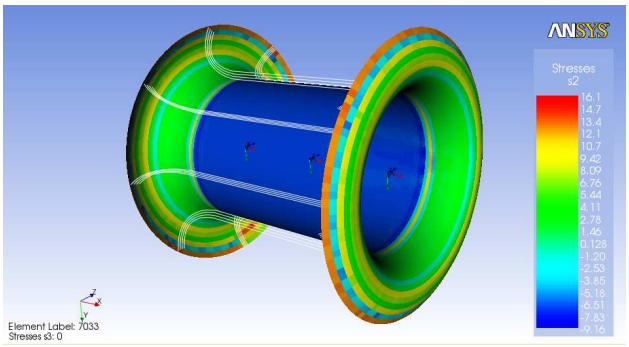


Fig. 5.30 – Secondo Stress Principale.

Con riferimento alle pagine precedenti, si è ora in grado di confrontare direttamente da un punto di vista grafico e numerico le differenze tra un modello senza l'opzione di drappeggio e una in cui quest'ultima sia attivata. In particolare con riferimento alle analisi statiche lineari il fattore inverso di sicurezza (IRF) è più elevato nel secondo caso, quindi la suddivisione in settori porta la struttura ad essere più vicina alla condizione limite di rottura, anche se in entrambe i casi vi è un robusto fattore di sicurezza; anche gli spostamenti risentono del differente criterio di laminazione, aumentando leggermente per quanto concerne il valore massimo, ma soprattutto distribuendosi in maniera leggermente differente e sicuramente meno omogenea.

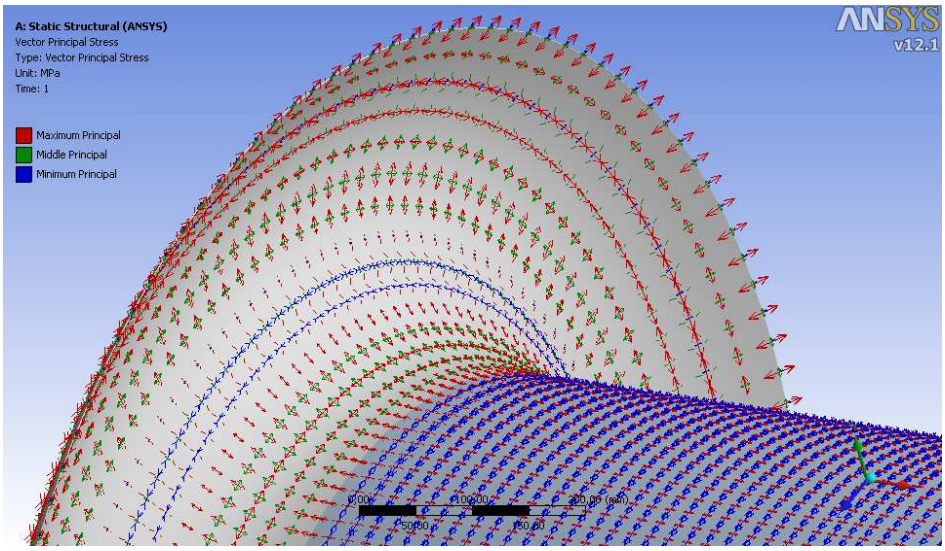
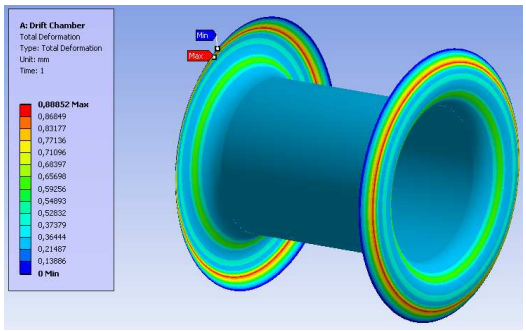
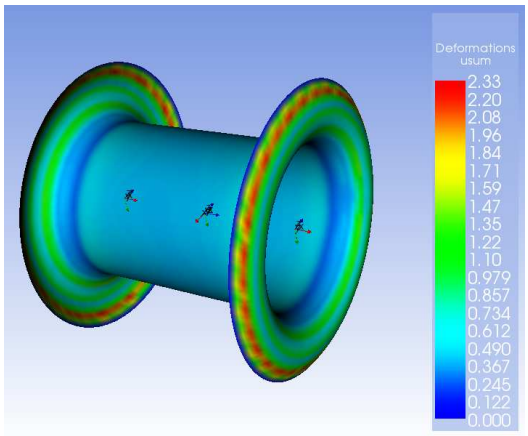


Fig. 5.31 - Vettori degli stress per il modello in materiale isotropo.

Relativamente la forma ottimale scelta per il profilo dei piatti di chiusura, si può considerare il risultato ottenuto dall'ottimizzazione in modeFRONTIER migliore in assoluto, poiché le mappe di stress, deformazione e spostamento corrispondono tra il modello in materiale isotropo e quello in materiale composito, a meno di un fattore di scala. In generale un materiale isotropo ed uno ortotropo come il nostro laminato in fibra di carbonio, si comportano in maniera differente; analizzando però le linee di stress nel modello WB con materiale isotropo, esse sono orientate perfettamente nelle due direzioni principali (direzione longitudinale e circonferenziale); tale risultato è una ovvia conseguenza del tipo di carico agente sulla struttura, che non genera momenti torcenti e richiede alla struttura di "reagire" esclusivamente a 0° (direzione assiale) e 90° (circonferenziale).



Le fibre all'interno del laminato sono state disposte esattamente lungo le due direzioni più sollecitate, 0° e 90°. I test numerici svolti utilizzando laminati con fibre di carbonio disposte in direzioni differenti, hanno restituito risultati nettamente peggiori a parità di massa, tipologia di ply, ecc. Questo conferma in maniera biunivoca come alla struttura venga richiesto di sopportare una condizione di stress solo lungo le due direzioni principali.



Non è sconvolgente, bensì è più che giustificato perciò ottenere delle mappe di stress e

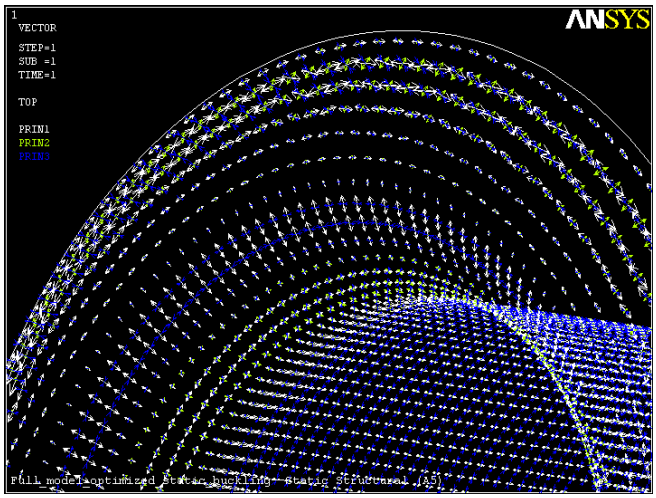


Fig. 5.34 - Vettori degli stress per il modello in composito.

spostamento simili, discordanti solo per un fattore di scala. Scendendo nel dettaglio, in fase di ottimizzazione si è voluto minimizzare il valore di massimo stress, cercando di spostarlo il più possibile dalla zona di contatto tra cilindro e piatti esterni. Confrontando i risultati ottenuti, il valore di massimo stress e massima deformazione si viene a trovare per entrambe i modelli in una zona compresa tra i 50 mm ed i 100 mm, garantendo uno stress molto più basso nelle zone di contatto cilindro/piatti.

6 – Analisi di Buckling lineare.

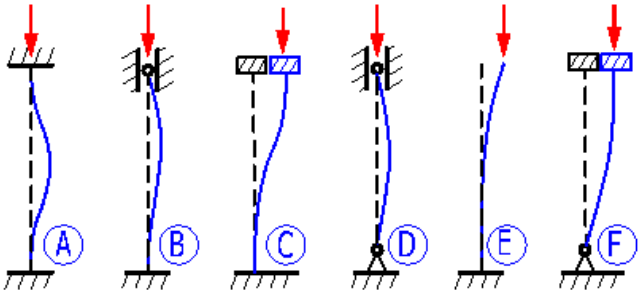


Fig. 6.1 - Instabilità dell'equilibrio, il carico in punta.

Fino a questo momento si è seguita una logica progettuale volta ad ottimizzare tutte le variabili ingegneristicamente rilevanti, come la geometria degli end-plate e i materiali compositi che costituiranno la camera, nell'ambito di una analisi strutturale statica lineare.

Osservando con attenzione il tipo di condizioni al contorno alle quali è sottoposta la camera a drift, si nota però come la pressione esterna applicata uniformemente in maniera omogenea sull'intera struttura con direzione coincidente con la normale delle superfici, possa provocare il cedimento strutturale non causato dal carico applicato staticamente, ma da fenomeni di instabilità (**buckling**).

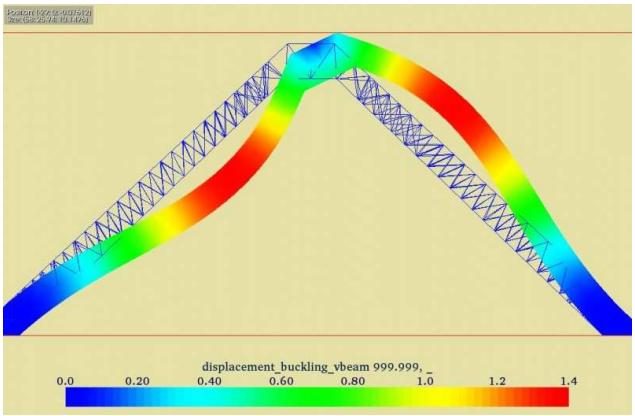


Fig. 6.2 - Displacement buckling Vbeam.

Fino ad ora abbiamo analizzato la camera a drift nell'ambito dell'analisi lineare trovando la soluzione delle equazioni di equilibrio senza chiederci però se tale equilibrio fosse stabile oppure no; giunti alla conoscenza della risposta statica lineare, ci chiediamo ora se il lay-up scelto per i nostri laminati sia adeguato al fine di garantire anche la stabilità.

L'instabilità dell'equilibrio si verifica in genere per elementi snelli soggetti a sollecitazioni di compressione, come ad esempio i pilastri degli edifici, gli alberi delle macchine, i puntoni delle travature reticolari, gli archi e le volte sottili, i gusci sferici e cilindrici soggetti a pressione esterna; poiché l'ultima configurazione riportata rispecchia esattamente la nostra situazione reale, presteremo particolare attenzione a tale trattazione modificando il lay-up del laminato costituente il cilindro al fine di mantenerci sufficientemente distanti dalla condizione di *failure.*

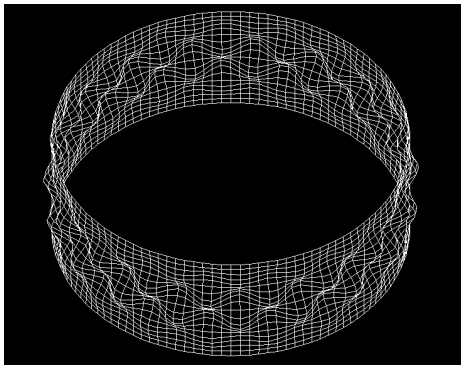


Fig. 6.3 - Modo di buckling di un cilindro.

6.1 – Analisi di buckling lineare su ANSYS Workbench.

Si supponga di voler sottoporre ad una analisi di buckling lineare la struttura della camera a drift nella configurazione ottimizzata precedentemente tramite ModeFRONTIER; come analisi preliminare si utilizzi ANSYS Workbench adottando un materiale isotropo, ad esempio una lega di Alluminio.

Una analisi di buckling lineare si basa sui dati ottenuti da una analisi statica lineare svolta precedentemente; per questo motivo, una volta richiesto all'interno dell'interfaccia WB di operare un buckling lineare, con logica drag&drop si inseriscono i dati di output ottenuti dalla statica all'interno degli input per il buckling, esattamente come viene riportato in figura:

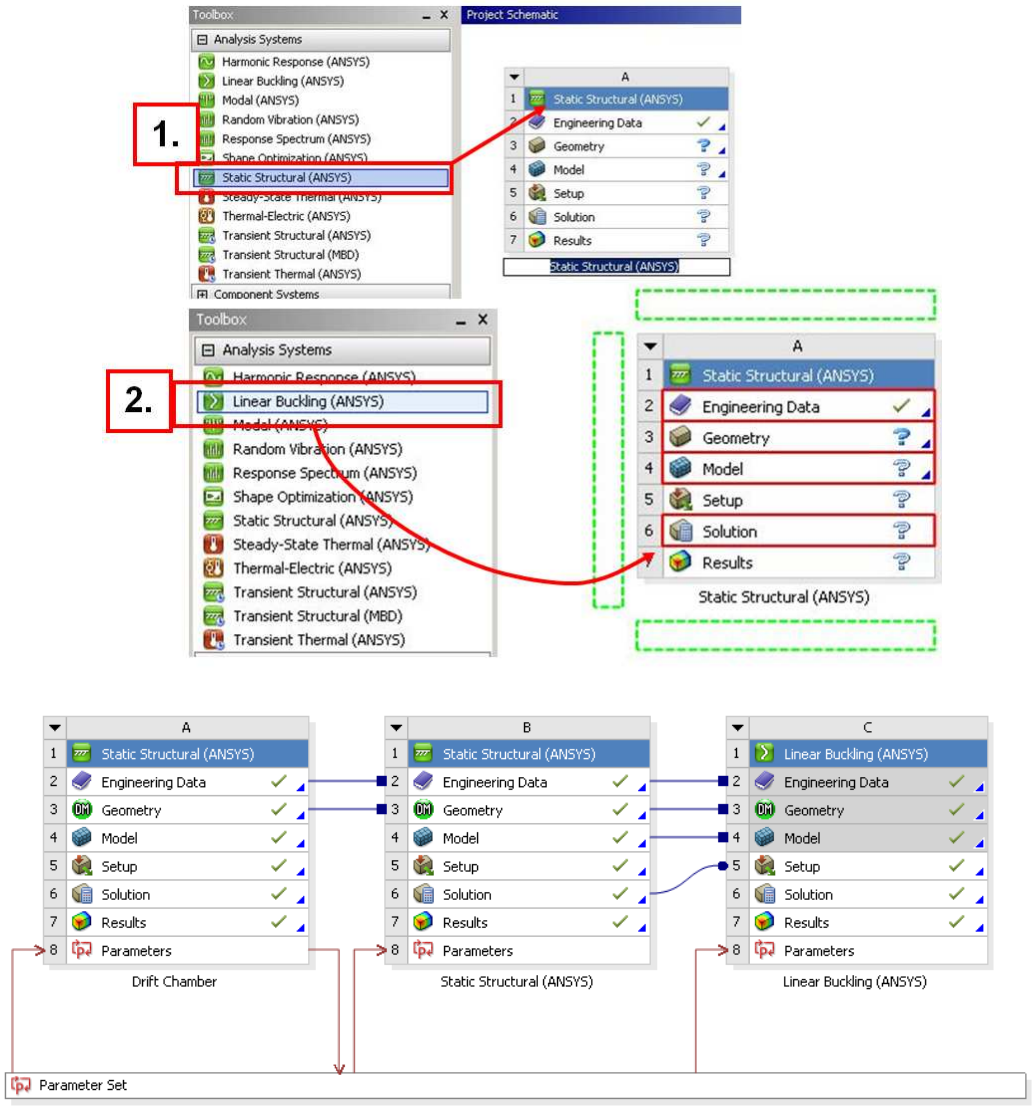


Fig. 6.4 – Collegamento tra una analisi statica lineare ed una di buckling lineare.

Ciò che viene importato a monte dell'analisi di buckling sono gli *Engineering Data* (materiali selezionati per l'analisi), la geometria, i sistemi di riferimento, la mesh, i carichi, i vincoli e soprattutto i risultati dell'analisi statica. Editando il **Setup** dall'interfaccia, si entra all'interno del ***Multiple System - Mechanical*** e si può completare l'analisi al buckling lineare.

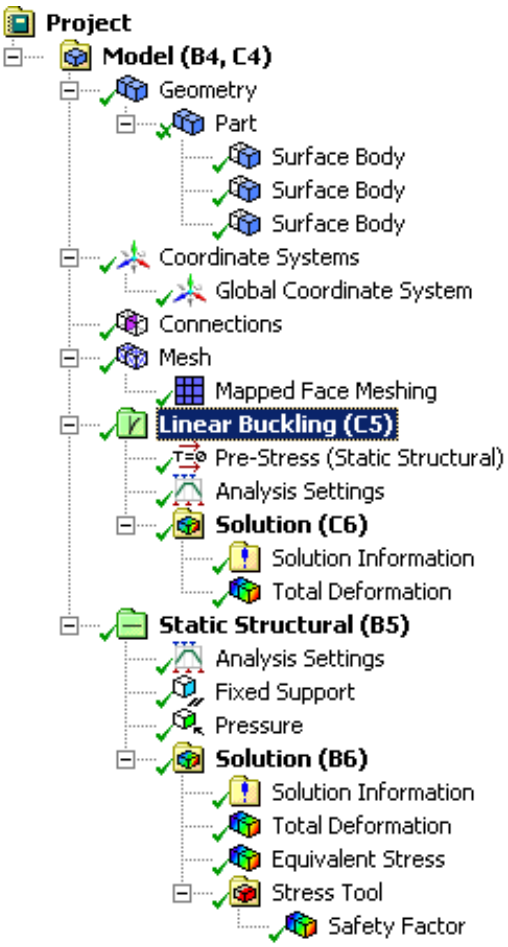


Fig. 6.5 - Menu di ANSYS WB per il buckling lineare

Il parametro fondamentale da monitorare a valle di una analisi sull'instabilità lineare è chiaramente il **LOAD MULTIPLIER**, cioè il valore che moltiplicato per il carico realmente applicato restituisce il valore del carico critico di buckling. Da un punto di vista formale esistono più valori critici per il buckling, ma la pratica ingegneristica impone una attenzione esclusiva sul primo carico critico, diventando obiettivo del progettista quello di mantenersi al di sotto di tale valore.

L'analisi di buckling condotta sul modello ottimizzato, sul quale si è imposto l'Alluminio come materiale e 1 mm come spessore omogeneo, produce i seguenti risultati.

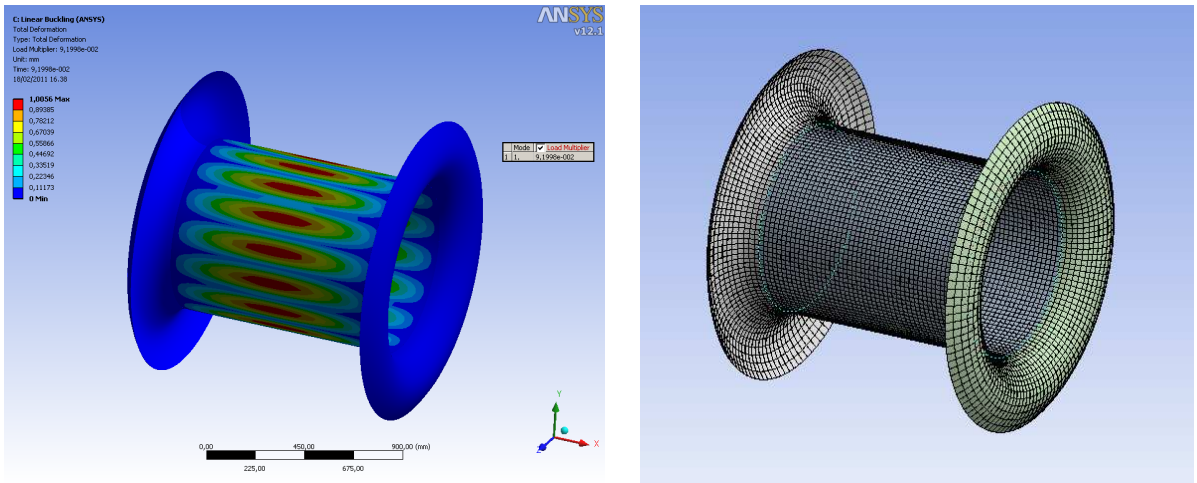


Fig. 6.6 – Deformata dovuta al fenomeno del buckling lineare.

Il valore del **LOAD MULTIPLIER** è 0,091998, che essendo minore di 1 comporta che il carico applicato sulla struttura supera il valore critico; per tale considerazione, se la nostra camera a drift fosse interamente costituita da un millimetro di Alluminio crollerebbe per instabilità con un carico pari a:

(Carico applicato) x (Load Multiplier) = 0,101325MPa x 0,091998 = 0,0093217MPa.

Mantenendo invariato il materiale ma aumentando lo spessore del cilindro (questo perché è il cilindro la zona più critica nei confronti del buckling), il valore del moltiplicatore di carico aumenta.

In forma tabellare viene riportato il load multiplier al variare dello spessore con uno step variabile.

Spessore end-plate [mm]	Spessore cilindro [mm]	Load multiplier	Carico critico [MPa]
1	1	0,091998	0.009321697
1	1,5	0,2414	0.024459855
1	2	0,46266	0.046879025
1	2,5	0,78829	0.079873484
1	2,7	0,9272	0.09394854
1	2,8	1,0038	0.101710035
1	3	1,1722	0.118773165

Tab. 6.1 – Variazione del Load Multiplier al variare dello spessore del cilindro con materiale isotropo.

6.2 – Analisi di buckling lineare su ACP.

Il nostro interesse si sposta ora sull'analisi d'instabilità per la struttura in materiale composito. Sfruttando la funzione **ACP Batch Processing** si può esportare la simulazione realizzata in Workbench su ANSYS Composite Prep/Post, scegliendo però un modello base di ACP già analizzato dal punto di vista statico strutturale.

Si è scelto il modello:

D:/users/Drift_Chamber/Full_model_optimized_files/user_files/ACP/SYS/wb_model_SYS_analysis_model.acp

Una volta lanciato l'**ACP Batch Processing,** automaticamente all'interno della cartella relativa al progetto di Workbench sul buckling vengono create due sottocartelle:

D:/users/Drift_Chamber/Full_model_optimized_static_buckling_files/user_files/ACP/SYS

D:/users/Drift_Chamber/Full_model_optimized_static_buckling_files/user_files/ACP/SYS-1

All'interno di quest'ultima cartella viene creato il file **wb_model_SYS-1.acp** che contiene i dati relativi al modello ACP di partenza ma in fase di soluzione crea due file di risultato differenti:

wb_model_SYS-1_analysis_model_prestress.rst

wb_model_SYS-1_analysis_model.rst

Il modello analizzato staticamente in ACP preso in partenza è stato realizzato con laminati in composito con struttura prepreg unidirezionale.

Il piccolo spessore del cilindro (ogni ply ha uno spessore pari a 0,153 mm) abbassa notevolmente il valore del carico critico, rendendo l'analisi statica non sufficiente per garantire la complessiva stabilità della struttura.

Fig. 6.7 - Campioni di schiuma di carbonio.

Data la necessità di aumentare il valore del carico critico, possiamo modificare la struttura agendo su due fattori differenti: il modulo di Young E, oppure lo spessore.

Come è noto dalla teoria dell'instabilità dell'equilibrio, il carico critico di buckling è direttamente proporzionale sia al modulo di Young sia al momento d'inerzia; quest'ultimo è proporzionale a sua volta alla quarta potenza dello spessore, e si può facilmente intuire perciò come l'influenza dello spessore sia assolutamente determinante. Aumentare lo spessore significa aumentare notevolmente il momento d'inerzia del cilindro e il carico critico, ma d'altro canto comporta l'aumento della massa complessiva della struttura; a tale scopo è stato scelto di inserire all'interno del laminato costituente il cilindro una schiuma di carbonio KFoam_Grade_D1 (***Carbon Foam***) a bassa densità e prestazioni meccaniche elevate, in relazione ad altre schiume di materiale differente ed a parità di densità.

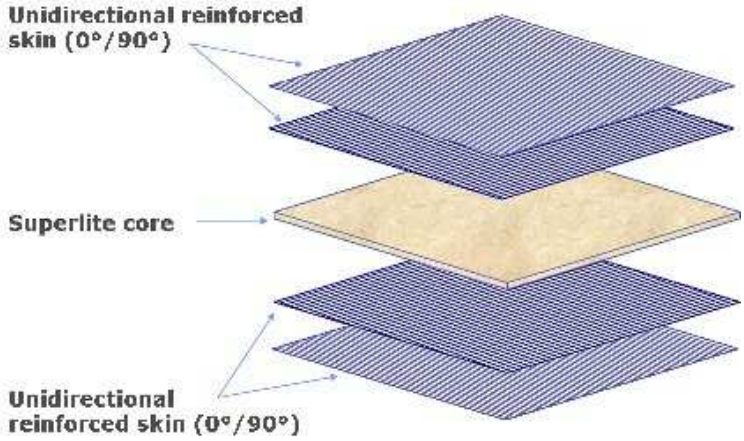


Fig. 6.8 - Struttura sandwich del cilindro interno.

La schiuma di carbonio è stata modellata su ESAComp attribuendo le proprietà meccaniche fornite dal datasheet; in

appendice viene riportato il codice Python esportato per essere letto in ACP, contenente i dati sulla schiuma di carbonio:

6.3 – Analisi dei risultati.

Si mostreranno di seguito i risultati ottenuti su ACP dall'analisi di buckling lineare utilizzando per il cilindro centrale delle configurazioni in composito differenti.
Al fine di trovare il lay-up del cilindro e dei piatti di chiusura che meglio si addica al nostro problema, sono state analizzate 37 configurazioni differenti, riportate in tabella con il nome del file associato ad ognuna di esse.

	Nome del file
1	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-1_analysis_model.dat
2	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-2_analysis_model.dat
3	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-3_analysis_model.dat
4	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-4_analysis_model.dat
5	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-5_analysis_model.dat
6	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-6_analysis_model.dat
7	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-7_analysis_model.dat
8	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-8_analysis_model.dat
9	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-9_analysis_model.dat
10	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-10_analysis_model.dat
11	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-11_analysis_model.dat
12	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-12_analysis_model.dat
13	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-13_analysis_model.dat
14	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-14_analysis_model.dat
15	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-15_analysis_model.dat
16	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-16_analysis_model.dat
17	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-17_analysis_model.dat
18	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-18_analysis_model.dat
19	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-19_analysis_model.dat
20	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-20_analysis_model.dat
21	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-21_analysis_model.dat
22	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-22_analysis_model.dat
23	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-23_analysis_model.dat
24	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-24_analysis_model.dat
25	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-25_analysis_model.dat
26	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-26_analysis_model.dat
27	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-27_analysis_model.dat
28	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-28_analysis_model.dat
29	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-29_analysis_model.dat
30	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-30_analysis_model.dat
31	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-31_analysis_model.dat
32	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-32_analysis_model.dat
33	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-33_analysis_model.dat
34	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-34_analysis_model.dat
35	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-35_analysis_model.dat
36	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-36_analysis_model.dat
37	D:\users\Drift_Chamber\Full_model_optimized_static_buckling_files\user_files\ACP\SYS-1\wb_model_SYS-37_analysis_model.dat

Tab. 6.2 - Legenda:

Configurazioni nelle quali il calcolo numerico non converge.

Calcolo converge, ma configurazioni fisicamente non accettabili.

Calcolo converge, fisicamente accettabili, load multiplier < 1.

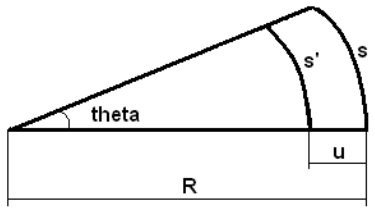
Calcolo converge, fisicamente accettabili, load multiplier > 1.

Lay-up piatti esterni	Lay-up del cilindro	Numero ply	Spessore ply	Spessore CORE	Spessore totale del cilindro [mm]	m_A ply [g/cm2]	m_A core [g/cm2]	m_A cilindro [g/cm2]	Load Multiplier	Massa cilindro [kg]	Massa piatti [kg]	Massa totale [kg]
0-90 + rinforzo	0-90	2	0,153	/	0,306	0,0211752	0	0,0423504	CALCULATION FAILED	1,064281163	1,109580175	2,173861338
0-90 + rinforzo	0-90-0	3	0,153	/	0,459	0,0211752	0	0,0635256	CALCULATION FAILED	1,596421744	1,109580175	2,706001919
0-90 + rinforzo	90-0-90	3	0,153	/	0,459	0,0211752	0	0,0635256	CALCULATION FAILED	1,596421744	1,109580175	2,706001919
0-90 + rinforzo	0-90-90-0	4	0,153	/	0,612	0,0211752	0	0,0847008	CALCULATION FAILED	2,128562325	1,109580175	3,238142501
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	1,388	2	0,0211752	0,066624	0,1513248	0,139698	3,802848004	1,548827966	5,35167597
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	2,388	3	0,0211752	0,114624	0,1993248	0,29586	5,009105697	1,548827966	6,557933663
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	3,388	4	0,0211752	0,162624	0,2473248	0,47592	6,21536339	1,548827966	7,764191356
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	4,388	5	0,0211752	0,210624	0,2953248	0,582055	7,421621083	1,548827966	8,970449049
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	5,388	6	0,0211752	0,258624	0,3433248	0,582246	8,627878776	1,548827966	10,17670674
0-90 + rinforzo	0-90-CORE-90-0	4	0,153	6,388	7	0,0211752	0,306624	0,3913248	0,582389	9,83413647	1,548827966	11,38296444
0-90-90-0	0-90	2	0,153	/	0,306	0,0211752	0	0,0423504	CALCULATION FAILED	1,064281163	2,219160351	3,283441514
0-90-90-0	0-90-0	3	0,153	/	0,459	0,0211752	0	0,0635256	CALCULATION FAILED	1,596421744	2,219160351	3,815582095
0-90-90-0	90-0-90	3	0,153	/	0,459	0,0211752	0	0,0635256	CALCULATION FAILED	1,596421744	2,219160351	3,815582095
0-90-90-0	0-90-90-0	4	0,153	/	0,612	0,0211752	0	0,0847008	CALCULATION FAILED	2,128562325	2,219160351	4,347722676
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	1,388	2	0,0211752	0,066624	0,1513248	0,149569	3,802848004	2,219160351	6,022008354
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	2,388	3	0,0211752	0,114624	0,1993248	0,323789	5,009105697	2,219160351	7,228266048
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	3,388	4	0,0211752	0,162624	0,2473248	0,506604	6,21536339	2,219160351	8,434523741
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	4,388	5	0,0211752	0,210624	0,2953248	0,736321	7,421621083	2,219160351	9,640781434
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	5,388	6	0,0211752	0,258624	0,3433248	1,015331	8,627878776	2,219160351	10,84703913
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	6,388	7	0,0211752	0,306624	0,3913248	1,322407	9,83413647	2,219160351	12,05329682
0-90-90-0	90-0-90-0-90	5	0,153	/	0,765	0,0211752	0	0,105876	0,041497	2,660702907	2,219160351	4,879863258
0-90-90-0	90-0-90-0-90-0	6	0,153	/	0,918	0,0211752	0	0,1270512	0,04676	3,192843488	2,219160351	5,412003839
0-90-90-0	90-0-90-90-0-90	6	0,153	/	0,918	0,0211752	0	0,1270512	0,058565	3,192843488	2,219160351	5,412003839
0-90-90-0	90-0-90-0-90-0-90	7	0,153	/	1,071	0,0211752	0	0,1482264	0,082593	3,724984069	2,219160351	5,94414442
0-90-90-0	90-0-90-0-0-90-0-90	8	0,153	/	1,224	0,0211752	0	0,1694016	0,111857	4,257124651	2,219160351	6,476285002
0-90-90-0	90-0-90-0-90-0-90-0-90	9	0,153	/	1,377	0,0211752	0	0,1905768	0,144621	4,789265232	2,219160351	7,008425583
0-90-90-0	90-0-90-0-90-0-90-0-90-0	10	0,153	/	1,53	0,0211752	0	0,211752	0,153037	5,321405814	2,219160351	7,540566164
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	1,082	2	0,0211752	0,051936	0,1789872	0,254784	4,498014312	2,219160351	6,717174663
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	2,082	3	0,0211752	0,099936	0,2269872	0,519266	5,704272005	2,219160351	7,923432356
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	3,082	4	0,0211752	0,147936	0,2749872	0,842038	6,910529699	2,219160351	9,129690049
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	4,082	5	0,0211752	0,195936	0,3229872	1,252976	8,116787392	2,219160351	10,33594774
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	5,082	6	0,0211752	0,243936	0,3709872	1,634037	9,323045085	2,219160351	11,54220544
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	0,776	2	0,0211752	0,037248	0,2066496	0,237503	5,193180621	2,219160351	7,412340972
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	1,776	3	0,0211752	0,085248	0,2546496	0,531495	6,399438314	2,219160351	8,618598665
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	2,776	4	0,0211752	0,133248	0,3026496	0,859658	7,605696007	2,219160351	9,824856358
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	3,776	5	0,0211752	0,181248	0,3506496	1,278087	8,8119537	2,219160351	11,03111405
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	4,776	6	0,0211752	0,229248	0,3986496	1,719755	10,01821139	2,219160351	12,23737174

Tab. 6.3 – Risultati ottenuti dalle analisi strutturali su ACP usando la schiuma Kfoam.

Le 37 configurazioni vengono ora osservate nel dettaglio, sottolineando le peculiarità riscontrate in alcune alternative analizzate.

In primo luogo tutte le alternative scelte sono caratterizzate dall'avere le fibre orientate sempre lungo le due direzioni 0° e 90°; questa scelta deriva dall'analisi preventiva delle linee di tensione in configurazione deformata, le quali sono orientate lungo l'asse del cilindro (0°) e lungo la direzione circonferenziale (90°). Una banale osservazione ingegneristica delle condizioni di carico della struttura cilindro-membrane ci fa pensare, in condizioni di perfetta assialsimmetria, ad una mancanza della sollecitazione a torsione; le deformazioni subite da ogni elemento shell della mesh saranno quindi orientate sempre lungo le direzioni principali. Volendo scendere maggiormente nel dettaglio, la pressione agente in direzione normale a tutte le superfici tende ad allontanare le due membrane l'una dall'altra; per continuità strutturale il cilindro viene perciò sottoposto ad una leggera sollecitazione di trazione. La stessa pressione provoca anche una compressione del cilindro, e l'avvicinamento delle pareti verso l'asse genera una deformazione circonferenziale definita analiticamente nel seguente modo:



$$\varepsilon(\theta) = (s - s')/s = \{R * \theta - [(R - u) * \theta]\}/(R * \theta) = u/R.$$

Fig. 6.9 – Variazione della lunghezza dell'arco a causa del carico applicato.

Il generico elemento shell appartenente al cilindro sarà sottoposto perciò a trazione pura in direzione assiale e compressione pura in direzione circonferenziale.

Tali considerazioni ci fanno pensare che il contributo dato dalle fibre di carbonio disposte a 45° e -45° rispetto all'asse del cilindro sarà trascurabile; la conferma della correttezza di tale ragionamento qualitativo proviene dai risultati numerici ottenuti dall'analisi FEM su ACP; difatti provando ad utilizzare dei laminati contenenti al loro interno dei ply prepreg unidirezionali orientati in direzione 45° e -45°, piuttosto che migliorare la risposta della struttura, la peggiorano; a parità di spessore e peso è di conseguenza decisamente più performante un laminato con fibre orientate solo lungo 0° e 90°.

Tornando all'analisi delle 37 configurazioni, è necessario, in secondo luogo, scindere quest'ultime in due sottogruppi: in un primo sottogruppo inseriamo i casi in cui si è considerata la presenza del core in schiuma di carbonio per la struttura del cilindro, viceversa nel secondo sottogruppo i casi in cui si sono considerati i laminati composti esclusivamente da fibre unidirezionali.

Si è considerata superflua la presenza del core per i piatti poiché essa non fornirebbe alcun contributo ai fini della risposta strutturale; questo consegue dal fatto che i piatti non vengono interessati dal fenomeno del buckling. Inoltre la presenza della schiuma aumenterebbe in modo ingiustificato la massa areica dei piatti di chiusura, senza incrementarne la rigidezza flessionale avendo questi un comportamento assimilabile a quello delle piastre di Kirchhoff.

Se da un punto di vista statico lineare il comportamento della camera a drift composta esclusivamente da prepreg unidirezionali garantiva la resistenza con un discreto margine di sicurezza, lo stesso non si può dire per i fenomeni d'instabilità; infatti le configurazioni 1,2,3,4,11,12,13,14,21,22,23,24,25,26,27 sono caratterizzate da strutture laminari senza core intermedio; leggendo i risultati a ritroso, dalla configurazione 27 fino alla 1, si noti come un cilindro a **10 ply** con lay-up **90-0-90-0-90-0-90-0-90-0**, sicuramente resistente staticamente, restituisca nelle nostre condizioni di carico un valore del *load multiplier* pari a **0,153037**, decisamente al di sotto della sicurezza, raggiunta solo quando tale fattore supera l'unità. Abbassando il numero di ply da 10 a 5, decresce in maniera non lineare anche il load multiplier (LM); tanto più è basso il valore di LM, tanto più è elevato il tempo di calcolo; questo deriva dalla difficoltà riscontrata dal solutore frontale ANSYS nel trovare la convergenza. Diminuendo ulteriormente il numero di ply, il solutore ANSYS, dopo un calcolo decisamente oneroso, non riesce a trovare neanche la convergenza della soluzione (configurazioni riportate nelle caselle arancioni).

Poiché l'aumento del numero di ply influenza il modulo elastico E, ma non incrementa adeguatamente lo spessore, il primo carico critico di buckling comunque rimane troppo basso; per tali ragioni si dedica una attenzione ancor maggiore alle configurazioni 5,6,7,8,9,10,15,16,17,18,19,20,28,29,30,31,32,33,34,35,36,37 in cui è presente il core all'interno del laminato costituente il cilindro.

Tra le 37 configurazioni candidate, 22 prevedono la presenza del core all'interno del laminato ed i lay-up analizzati sono 4:

	Lay-up piatti	Lay-up cilindro	Indici configurazioni
Lay-up A	0-90 + RINFORZO	0-90-CORE-90-0	5-6-7-8-9-10
Lay-up B	0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	15-16-17-18-19-20
Lay-up C	0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	28-29-30-31-32
Lay-up D	0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	33-34-35-36-37

Tab. 6.4 – Tipologie di lay-up utilizzate.

Le configurazioni 5, 6 e 7 prevedono uno spessore totale del cilindro rispettivamente di 2 mm, 3 mm e 4 mm; la variazione dello spessore è un parametro decisamente significativo, gestito dalla variazione del *core thickness*. Partendo dal primo caso, cioè dalla configurazione 5, lo spessore complessivo del cilindro tiene conto del contributo dato dai 4 ply (0,153 mm * 4 = 0,612 mm) e dello spessore della schiuma di carbonio (1,388 mm); il calcolo numerico converge e restituisce un comportamento fisicamente attendibile, anche se abbondantemente in difetto di sicurezza, dato che il valore del load multiplier è circa pari a 0,14.

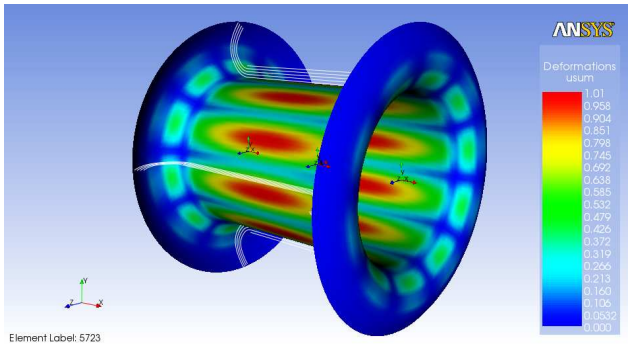


Fig. 6.10 – Displacements sum

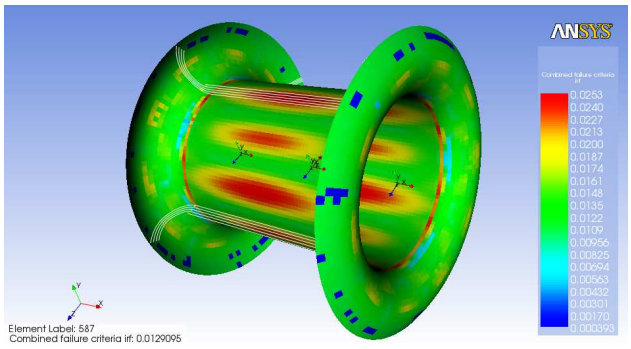


Fig. 6.11 – Inverse Reserve Factor.

Aumentando lo spessore, passando prima a 3 mm, poi a 4 mm, il load multiplier risulta pari prima a 0,296, poi a 0,476; anche se continuiamo ad essere in difetto di sicurezza, comunque la situazione inizia a migliorare, sebbene le contromisure adottate per far fronte al fenomeno dell'instabilità dell'equilibrio non siano ancora sufficienti. Aumentando ulteriormente lo spessore della schiuma di carbonio (configurazioni 8, 9, 10) il calcolo numerico effettuato dal solutore frontale ANSYS diventa estremamente oneroso e raggiunge la convergenza restituendo dei risultati fisicamente inaccettabili. Inoltre il load multiplier rimane stabile sul valore trovato nella configurazione 7.

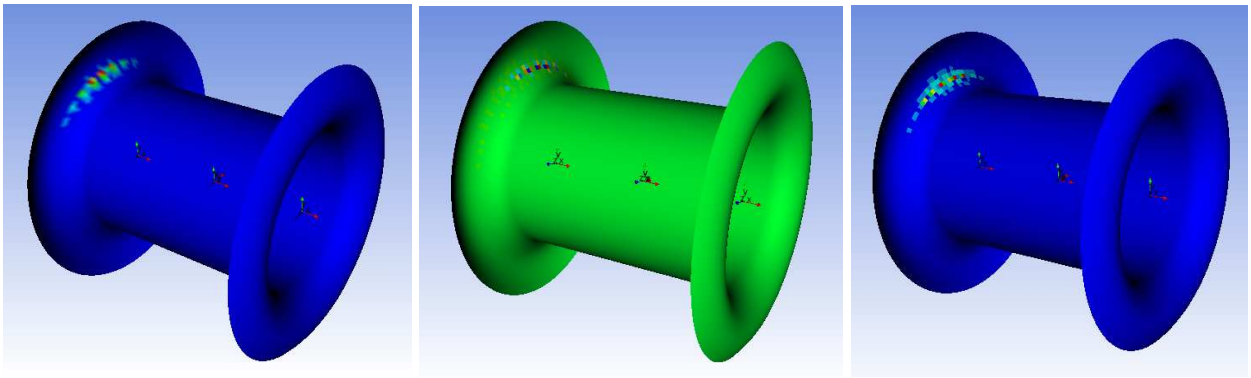


Fig. 6.12 – Grafici relativi alla somma delle deformazioni, primo stress principale e failure criteria (config. 8, 9, 10).

Tutte le alternative analizzate con lay-up A (config. 5, 6, 7, 8, 9, 10) non garantiscono né la sicurezza, né talvolta l'accettabilità fisica del risultato numerico; per tali motivazioni ci si sposta su configurazioni di tipo differente (15, 16, 17, 18, 19, 20), lasciando invariato in un primo momento il lay-up del cilindro e modificando solo quello dei piatti di chiusura; a questi ultimi viene ora assegnato un laminato a 4 strati: 0°-90° simmetrico e bilanciato. I risultati evidenziano un comportamento coerente e fisicamente accettabile, con un load multiplier crescente concordemente allo spessore del cilindro; a tale scopo si traccia il diagramma relativo all'andamento del load multiplier all'aumentare dello spessore del cilindro.

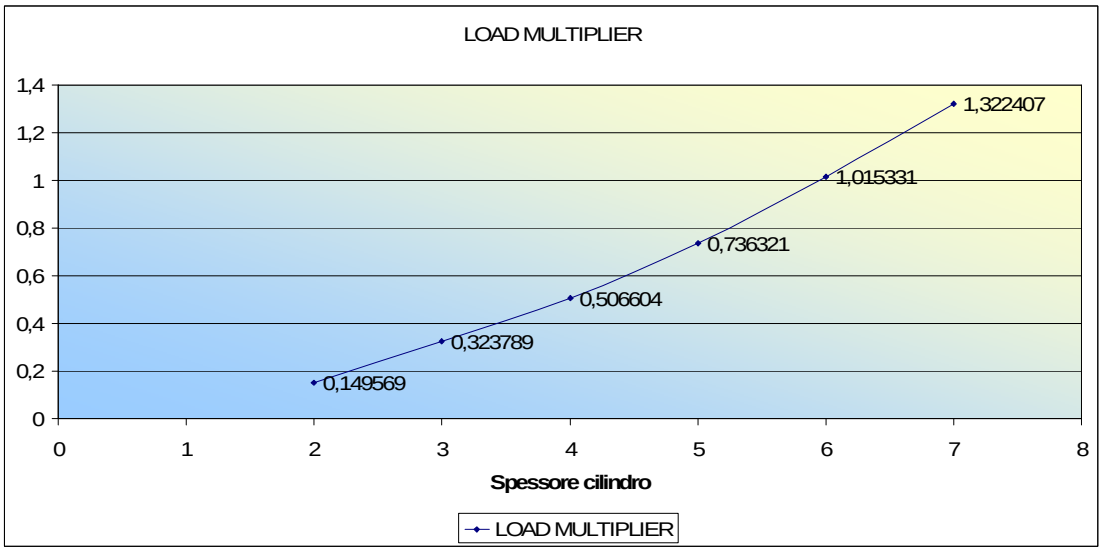


Fig. 6.13 – Variazione del Load Multiplier al variare dello spessore del cilindro. Configurazioni (15, 16, 17, 18, 19, 20).

E' evidente come per le prime configurazioni, cioè quelle in cui lo spessore è pari a 2 mm, 3 mm, 4 mm e 5 mm, non venga ancora garantita la stabilità strutturale; discorso differente per gli ultimi due casi, in cui il load multiplier supera l'unità ed è perciò garantita la stabilità con un coefficiente di sicurezza pari esattamente al load multiplier.

L'obiettivo della nostra analisi non è solo quello di creare una struttura che sia in sicurezza in relazione al tipo di condizioni al contorno imposte, ma che sia più leggera possibile e che abbia uno spessore limitato; potendo gestire tra i parametri progettuali il lay-up del laminato, lo spessore del core e il numero di ply prepreg unidirezionali, si analizzano due differenti alternative relativamente al cilindro:

90-0-90-CORE-90-0-90 (configurazioni 28, 29, 30, 31, 32)

0-90-90-0-CORE-0-90-90-0 (configurazioni 33, 34, 35, 36, 37)

Si è deciso di non analizzare il caso 0-90-0-CORE-0-90-0 poiché lo stato deformativo complessivo del cilindro causato dall'instabilità dell'equilibrio risente in maniera preponderante della componente circonferenziale piuttosto che quella assiale; per tale motivo è necessario aumentare la rigidezza in direzione circonferenziale, mettendo perciò più fibre lungo la direzione 90°. A conferma di tale osservazione, basti notare la diversità nei risultati ottenuti in termini di Load Multiplier tra le configurazioni 22 e 23: nonostante il peso e gli spessori siano esattamente identici, la struttura 23 con un laminato avente più fibre lungo la direzione 90° ha un load multiplier maggiore, seppur minore di 1.

Dalla configurazione 28 alla 32 si passa da uno spessore pari a 2 mm fino a 6 mm, con un incremento discreto di 1 mm per ogni step. Viene riportato graficamente l'andamento del load multiplier al variare dello spessore totale del cilindro:

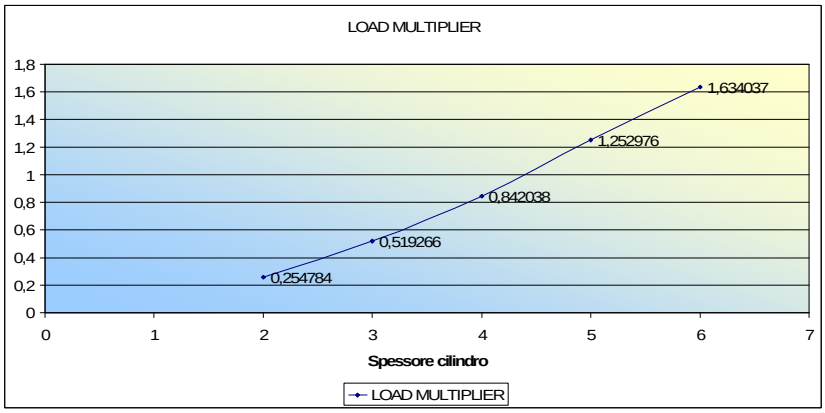


Fig. 6.14 – Variazione del Load Multiplier al variare dello spessore del cilindro. Configurazioni (28, 29, 30, 31, 32).

Assegnando al cilindro una struttura laminare 0-90-90-0-CORE-0-90-90-0, il comportamento è simile a quello precedente anche se i valori cambiano leggermente.

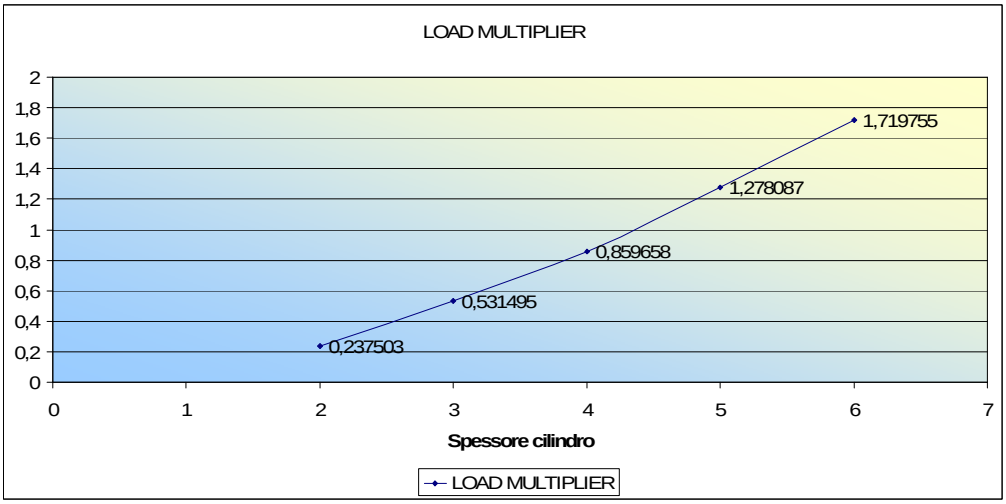


Fig. 6.15 – Variazione del Load Multiplier al variare dello spessore del cilindro. Configurazioni (33, 34, 35, 36, 37).

Di seguito viene riportato il diagramma 3D a bolle nel quale vengono confrontati i 4 lay-up utilizzati per il cilindro con riferimento allo spessore (asse X), load multiplier (asse Y) e massa totale della camera a drift (dimensione delle bolle); per motivi legati alla chiarezza grafica, non è possibile riportare direttamente sul grafico i valori delle tre grandezze; per un confronto numerico, fare riferimento alla tabella 1.

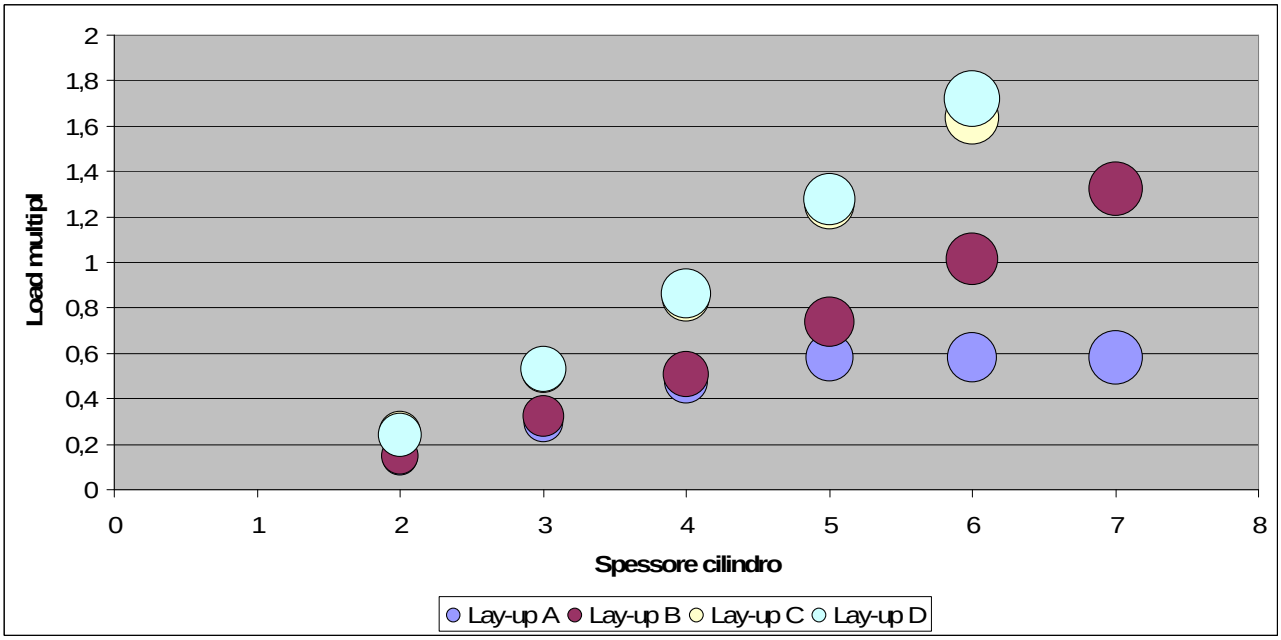


Fig. 6.16 – Diagramma 3D a bolle (X: spessore cilindro, Y: Load Multiplier, Area: Massa totale).

6.4 – Scelta della migliore configurazione con schiuma Kfoam.

Al fine di garantire la resistenza strutturale minimizzando però allo stesso tempo sia la massa che gli spessori, si cerca tra le soluzioni calcolate numericamente il miglior compromesso; per tale motivo innanzitutto si considerano le soluzioni con un Load Multiplier maggiore di 1, poi sulla base del confronto tra massa e spessori si scelgono le migliori configurazioni.

	Lay-up piatti esterni	Lay-up del cilindro	Numero ply	Spessore ply	Spessore CORE	Spessore totale del cilindro [mm]	m_A ply [g/cm2]	m_A core [g/cm2]	m_A cilindro [g/cm2]	Load Multiplier	Massa cilindro [kg]	Massa piatti [kg]	Massa totale [kg]
19	0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	5,388	6	0,0211752	0,258624	0,3433248	1,015331	8,627878776	2,219160351	10,84703913
20	0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	6,388	7	0,0211752	0,306624	0,3913248	1,322407	9,83413647	2,219160351	12,05329682
31	0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	4,082	5	0,0211752	0,195936	0,3229872	1,252976	8,116787392	2,219160351	10,33594774
32	0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	5,082	6	0,0211752	0,243936	0,3709872	1,634037	9,323045085	2,219160351	11,54220544
36	0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	3,776	5	0,0211752	0,181248	0,3506496	1,278087	8,8119537	2,219160351	11,03111405
37	0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	4,776	6	0,0211752	0,229248	0,3986496	1,719755	10,01821139	2,219160351	12,23737174

Tab. 6.5 – Risultati accettabili (Load Multiplier > 1).

Le 6 configurazioni accettabili vengono in questo modo confrontate direttamente e sulla base degli obiettivi imposti si sceglie il candidato numero **32** come ottimale.
Si riportano di seguito le immagini relative al comportamento strutturale della camera a drift con riferimento all'analisi statica e buckling lineare.

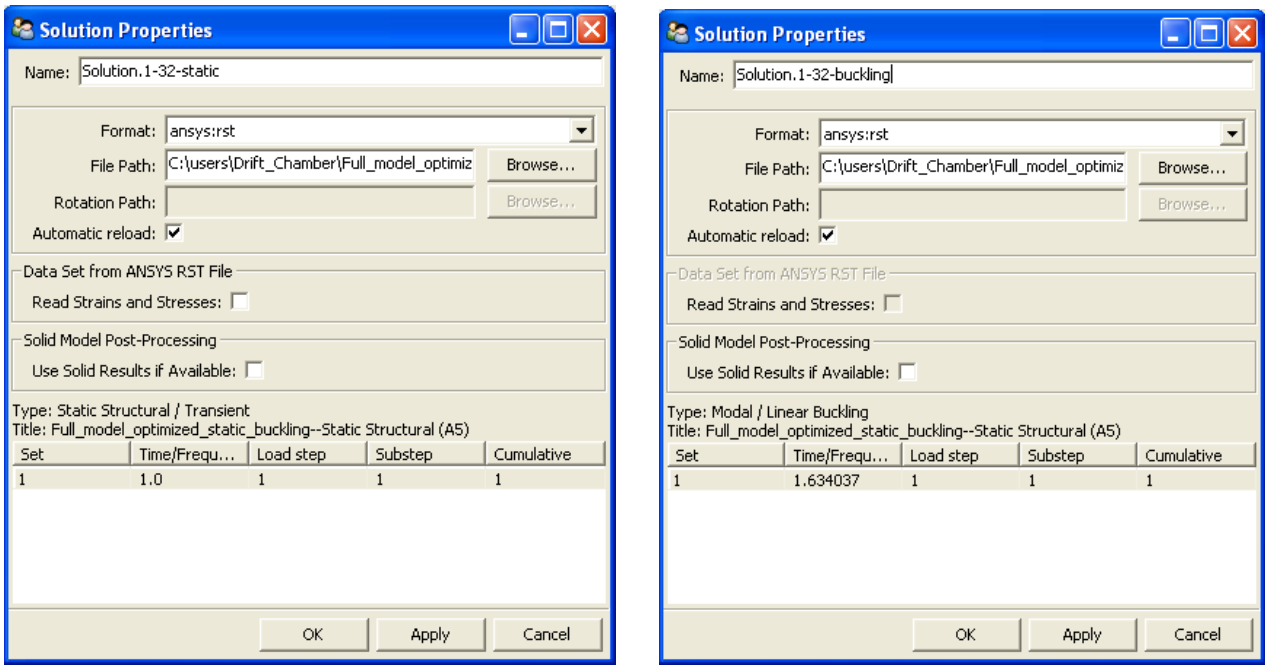


Fig. 6.17 – Fase di importazione dei risultai da ACP (vengono prodotti 2 file *.rst, il primo relativo all'analisi statica, il secondo al buckling).

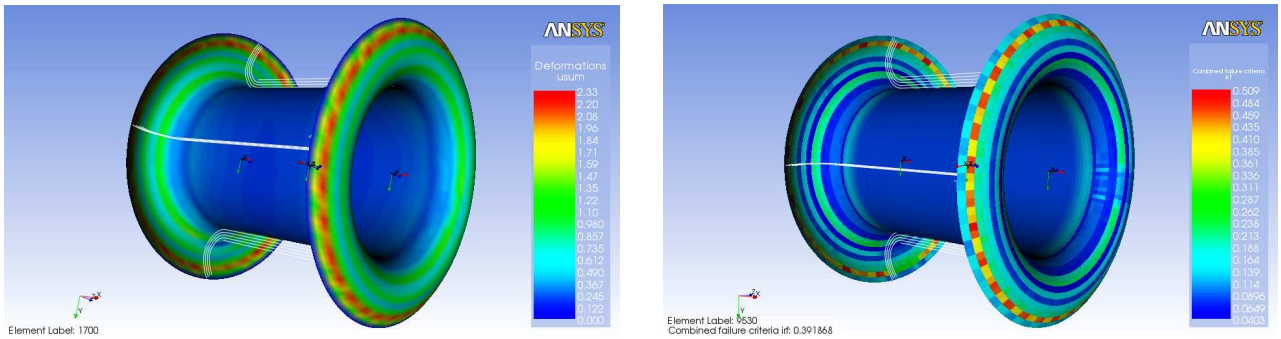


Fig. 6.18 – Mappe di spostamento e Failure Criteria per la fase di pre-stress.

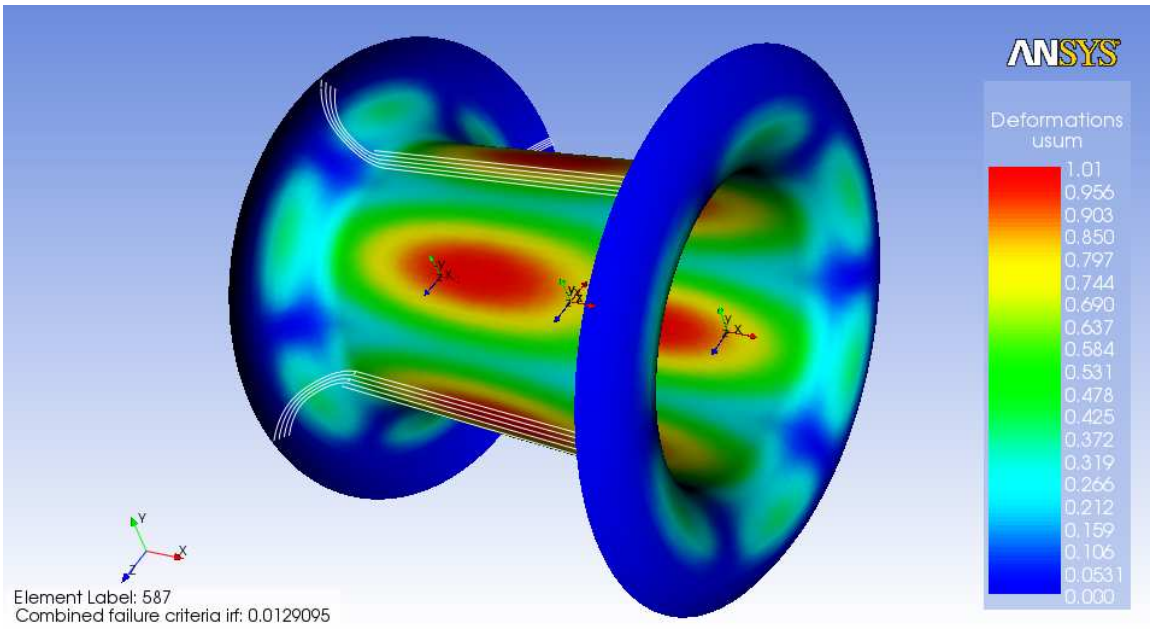


Fig. 6.19 – Mappa di spostamento per l'analisi di buckling lineare (configurazione 32).

A valle delle analisi di buckling realizzate sulla geometria ottimizzata della camera a drift sia su Workbench sia su ACP, è doveroso concludere questa fase della nostra trattazione con alcune osservazioni.

Innanzitutto va ricordato che il metodo risolutivo seguito per ottenere la risposta sull'instabilità si avvale dei principi FEM, perciò i risultati ottenuti sono approssimati in difetto di sicurezza; per questo motivo il Load Multiplier viene sovrastimato rispetto al suo valore reale, ed è perciò necessario mantenere un adeguato coefficiente di sicurezza per bilanciare l'approssimazione causata dal FEM ed eventuali variazioni di carico, al fine di non entrare in condizioni critiche.

Inoltre va ribadita la logica progettuale seguita per raggiungere gli obiettivi prefissati; la scelta della migliore configurazione della camera a drift passa infatti da due fasi di ottimizzazione, procedendo su binari prima paralleli e poi convergenti. Nella prima

fase si è modellata la geometria e si è ottimizzato il profilo della spline parabolica generatrice della superficie dei piatti di chiusura; l'ottimizzazione è stata realizzata da ModeFRONTIER avvalendosi di un modello Workbench con Alluminio, ma i risultati ottenuti sono qualitativi e validi per qualunque materiale isotropo. Parallelamente si è scelto il tipo di materiale composito da applicare alla nostra struttura e si è proceduto all'analisi statica ed a buckling su ACP; il confronto sulle mappe di spostamento, stress, deformazione e fattore di sicurezza tra WB ed ACP mostrano qualitative analogie se non equivalenze; da questa assunzione deriva la scelta di procedere alla valutazione del comportamento strutturale con i materiali compositi su ACP ritenendo la geometria scelta da ModeFRONTIER migliore in assoluto, anche in presenza di materiali laminati a 0° e 90°.

6.5 - Analisi del sandwich con schiuma di carbonio Grafoam FPA-10.

Le tabelle 6.3 e 6.5 riportate nelle pagine precedenti ci aiutano a comprendere il trend ottenuto dalle simulazioni numeriche agli Elementi Finiti monitorando l'andamento del parametro fondamentale, cioè il Load Multiplier, e ribadendo l'influenza relativa alle grandezze che ne condizionano la sua evoluzione.
Fermo restando che il valore del Load Multiplier rimanga sempre al di sopra del valore unitario, la soluzione migliore andrà ricercata sulla base di altri obiettivi in gioco, tra i quali principalmente la massa per unità di superficie del cilindro. La struttura dei piatti di chiusura esterni, composta esclusivamente da 4 plies orientati a 0° e 90° in maniera simmetrica e bilanciata, implicano una massa areica circa pari a 0,085 g/cm^2. Per le configurazioni accettabili, la massa per unità di superficie relativa al cilindro aumenta notevolmente, andando da circa 0,34 fino a 0,40 g/cm^2; ad influenzare fortemente questo incremento è senza dubbio l'elevata densità della schiuma di carbonio Kfoam utilizzata all'interno del sandwich, la quale dovendo avere uno spessore compreso tra i 5 e i 7 mm dovendo contrastare adeguatamente il fenomeno del buckling, incide pesantemente sul valore della massa areica finale.
Se da una parte è indispensabile abbassare i valori relativi al peso della struttura, dall'altra è necessario mantenere comunque un comportamento stabile e sufficientemente lontano dalla zona d'instabilità; per fare ciò è necessario cambiare la schiuma da inserire all'interno valutando la possibilità di far ricorso ad un materiale

di riempimento con una densità minore ma con un modulo di rigidezza che rimanga comunque relativamente alto.

Al fine di garantire tali condizioni piuttosto vincolanti è stato necessario portare a compimento una accurata analisi per una vasta gamma di schiume differenti, fornite da svariate ditte costruttrici; la scelta che in qualche maniera rappresenta la naturale evoluzione del materiale selezionato in precedenza, ricade nuovamente su una schiuma di carbonio denominata Grafoam-FPA10 prodotta da Graftech, con una densità questa volta decisamente più bassa (160kg/m^3, circa il 66% in meno rispetto alla densità della Kfoam) ma con un modulo di Young comunque elevato; si riporta in Appendice il datasheet fornito dalla casa produttrice ed il file python prodotto in ESAComp per l'analisi strutturale in ANSYS ACP. Una volta creato il file in ESAComp contenente tutte le informazioni relative alle caratteristiche fisico-meccaniche della schiuma Grafoam-FPA10, si passa alla fase di lettura in ACP del materiale e si settano nuovamente le proprietà del sublaminate relativo al cilindro.

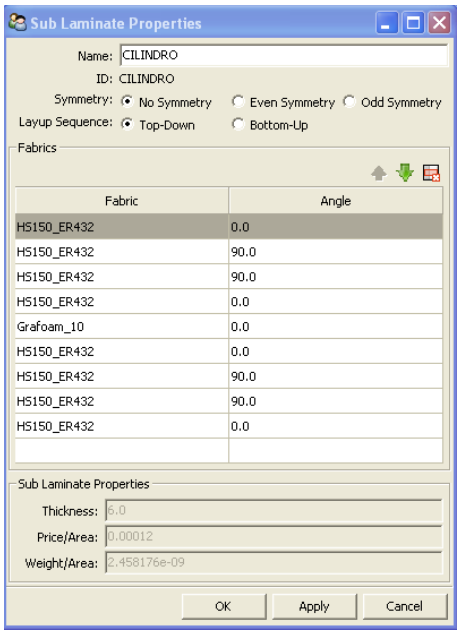


Fig. 6.20 - Gestione del lay-up da ACP.

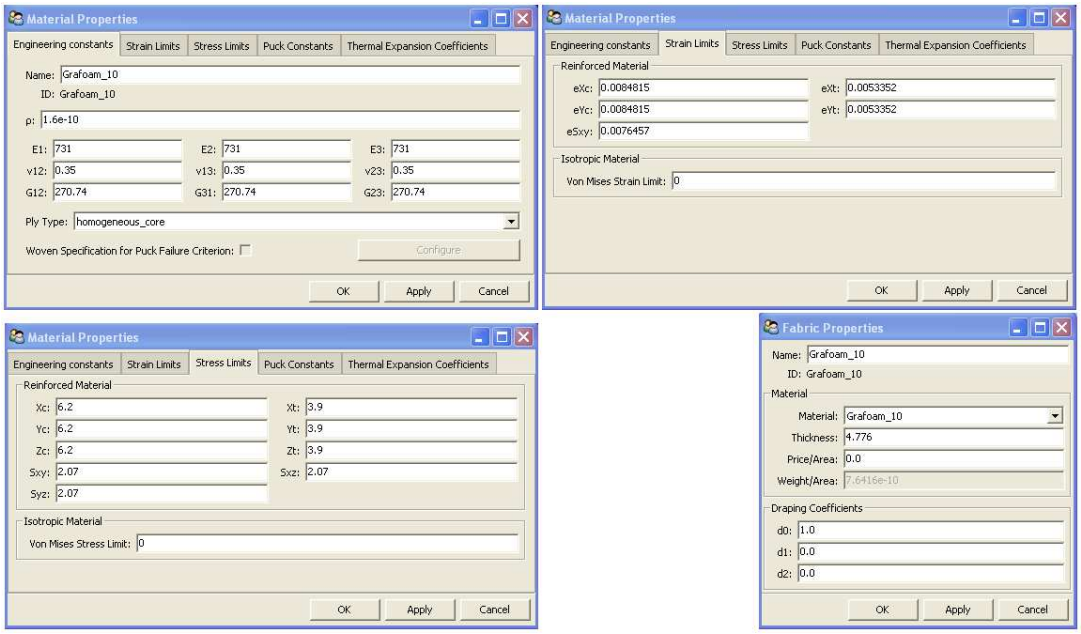


Fig. 6.21 – Proprietà della schiuma Grafoam-FPA10 in ACP.

Le prime configurazioni sottoposte alle analisi strutturali sono state quelle relative ai modelli accettabili con la schiuma Kfoam, quindi con un Load Multiplier maggiore di 1; i risultati ottenuti hanno dimostrato una sostanziale congruenza con i valori ottenuti dalle precedenti simulazioni numeriche con la schiuma a densità maggiore, ma si è riscontrato, concordemente ai nuovi valori di moduli di Young e densità, un leggero aumento del Load Multiplier ed una notevole riduzione della massa per unità di superficie (i valori oscillano ora tra 0,17 e 0,245 g/cm^2). Si riporta il grafico sul Load Multiplier:

Lay-up piatti esterni	Lay-up del cilindro	Numero ply	Spessore ply	Spessore CORE	Spessore totale del cilindro [mm]
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	5,388	6
0-90-90-0	0-90-CORE-90-0	4	0,153	6,388	7
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	4,082	5
0-90-90-0	90-0-90-CORE-90-0-90	6	0,153	5,082	6
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	3,776	5
0-90-90-0	0-90-90-0-CORE-0-90-90-0	8	0,153	4,776	6

m_A ply [g/cm2]	m_A core [g/cm2]	m_A cilindro [g/cm2]	Load Multiplier	Massa cilindro [kg]	Massa piatti [kg]	Massa totale [kg]
0,0211752	0,086208	0,1709088	1,070031	4,295001142	2,219160351	6,514161493
0,0211752	0,102208	0,1869088	1,416019	4,69708704	2,219160351	6,916247391
0,0211752	0,065312	0,1923632	1,300622	4,834158123	2,219160351	7,053318473
0,0211752	0,081312	0,2083632	1,706718	5,23624402	2,219160351	7,455404371
0,0211752	0,060416	0,2298176	1,321047	5,775401001	2,219160351	7,994561351
0,0211752	0,076416	0,2458176	1,782163	6,177486898	2,219160351	8,396647249

Tab. 6.6 – Configurazioni accettabili – risultati del buckling lineare per la schiuma Grafoam-FPA10.

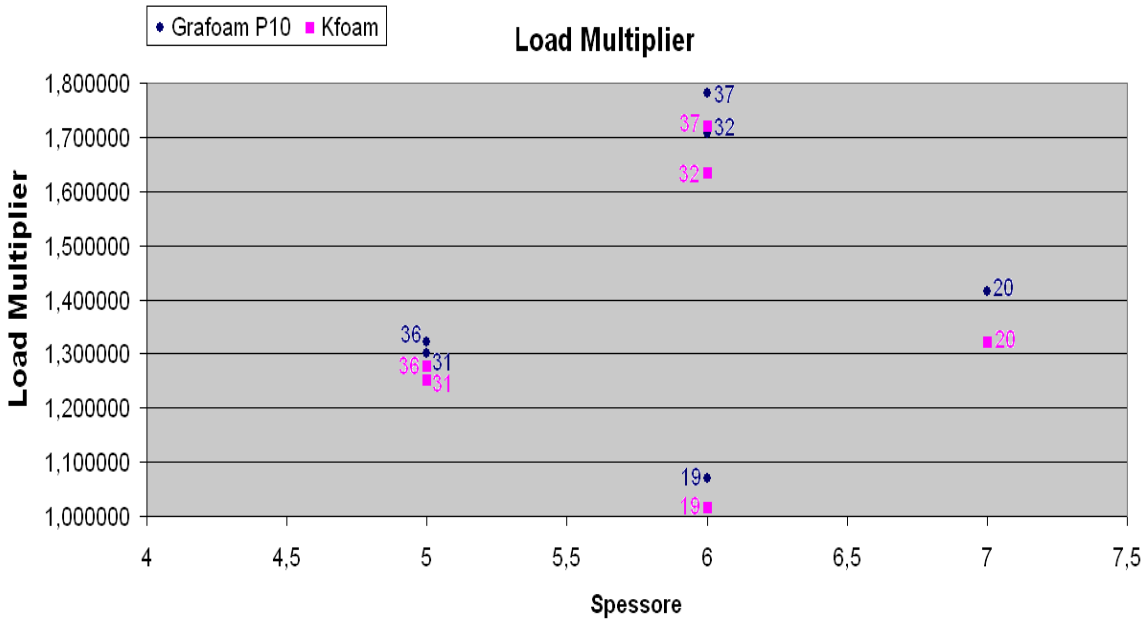


Fig. 6.22 – Confronto relativo al Load Multiplier tra schiuma Kfoam e Grafoam FPA-10.

Il grafico a dispersione per punti appena riportato restituisce il valore del Load Multiplier sulle ordinate in funzione dello spessore complessivo del cilindro, grandezza presente sulle ascisse; il valore riportato in corrispondenza di ogni punto individua invece il numero della configurazione corrente. Si nota come, passando dalla schiuma Kfoam alla schiuma Grafoam FPA-10 si guadagni costantemente circa un punto decimale.

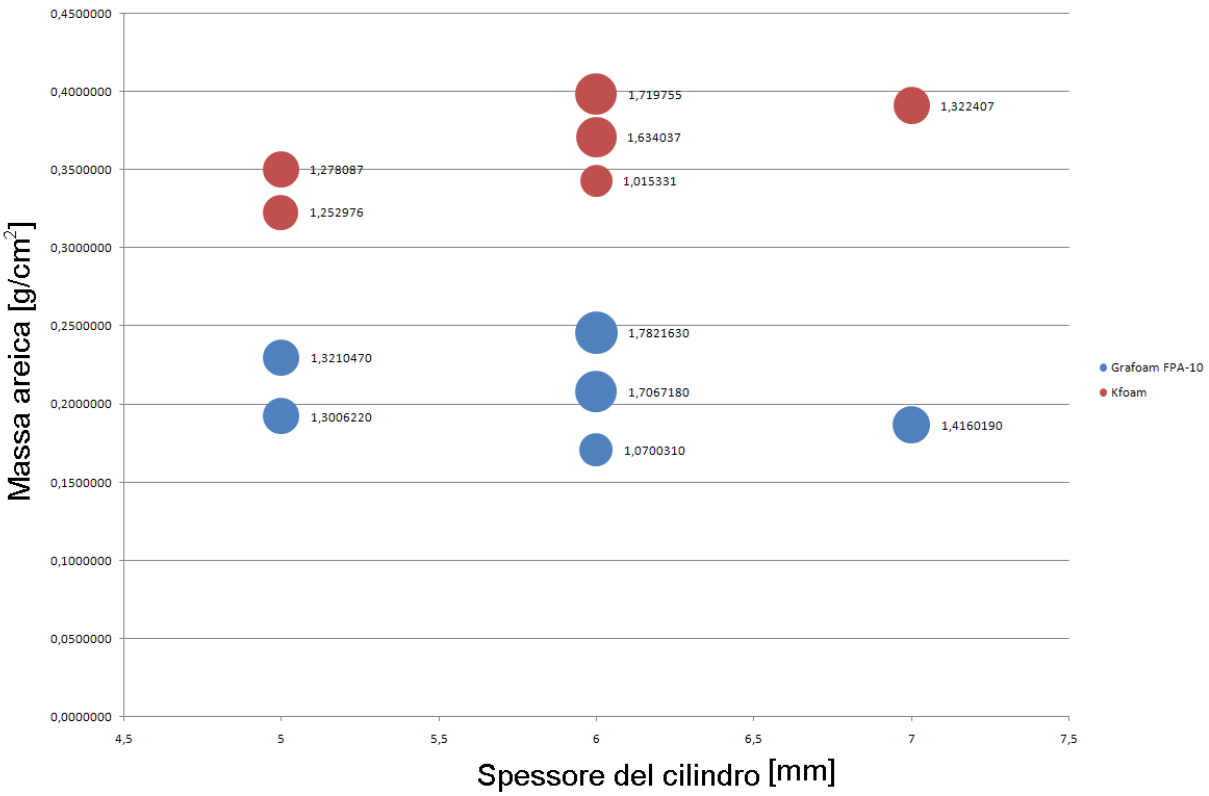


Fig. 6.23 – Grafico 3D a bolle (X: spessore cilindro, Y: massa areica, Area: Load Multiplier).

Il grafico riportato sopra tiene in considerazione delle tre grandezze fisiche fondamentali del problema: lo spessore complessivo del cilindro (riportato sull'asse delle ascisse), la massa per unità di superficie (asse delle ordinate) ed il Load Multiplier (rappresentato dall'area delle bolle).

La serie di dati riportata in rosso è relativa alla schiuma Kfoam_Grade_D1, con densità pari a 0.480kg/m^3; la serie in blu rappresenta i dati relativi invece alla schiuma Grafoam FPA-10, avente densità pari a 0.160kg/m^3.

Il miglioramento ottenuto passando dalla schiuma Kfoam alla schiuma Grafoam FPA-10 è considerevole ed evidente soprattutto in questo grafico, il quale certamente ci aiuta a capire qual è il trend con cui si potrebbe cercare in futuro di abbassare

ulteriormente il valore della massa areica. La scelta di una schiuma più performante come la Grafoam FPA-10, sia da un punto di vista del modulo elastico che dal punto di vista della densità, garantisce per le configurazioni analizzate, una massa superficiale sempre minore rispetto a quella ottenuta in precedenza.
Possiamo in questo momento definire la configurazione finale scelta:

End plates: laminato in composito HS150_ER432_UD a 4 layer disposti con orientazione 0°/90°/90°/0°; lo spessore globale di ogni piatto è 0,612 mm, con una massa areica pari a 0,0847 mm ed una massa totale di entrambi i piatti di 2,22 kg.

Cilindro: struttura sandwich a 7 strati: 90°/0°/90°/CORE/90°/0°/90° con una schiuma di carbonio (Grafoam FPA-10) con spessore core pari a 5,082 mm; lo spessore globale del cilindro è pari a 6 mm, per una massa totale di 5,236 kg.

La struttura ha una massa complessiva pari a 7,455 kg e offre un fattore di sicurezza rispetto al buckling pari a 1,7067.

7 – Analisi modale

7.1 – Cenni teorici.

L'analisi modale è una variante dell'analisi strutturale, o una generalizzazione dell'analisi statica, che tiene in considerazione anche degli aspetti dinamici del componente esaminato, considerandolo vincolato o libero, in dinamica libera o in risposta a sollecitazioni dinamiche dall'esterno.
Tale analisi è un procedimento fondamentalmente sperimentale volto ad identificare, per una struttura sottoposta a fenomeni di natura dinamica, le sue:

- **Frequenze proprie**

- **Smorzamenti**

- **Modi di vibrare**

L'analisi modale viene usualmente eseguita per mezzo della Funzione Risposta in Frequenza, ed è impiegata soprattutto per:

- Validare modelli parametrici concentrati o ad elementi finiti;

- Effettuare modifiche strutturali.

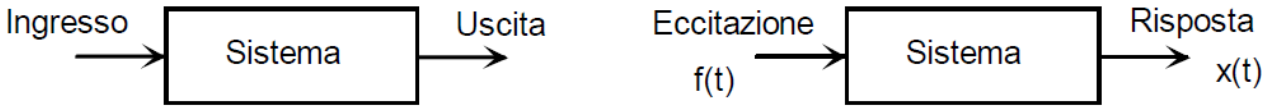
Ipotizzando di poter discretizzare il sistema, l'analisi modale prevede di studiare la struttura, preventivamente schematizzata attraverso il metodo degli elementi finiti, attraverso la valutazione di frequenze naturali e modi propri associati. Lo scopo di tale analisi è analizzare la risposta della struttura in progetto a forzanti con diversi contenuti armonici per evitare fenomeni di risonanza meccanica. I maggiori campi d'applicazione di tale metodologia sono l'ingegneria meccanica, l'ingegneria aerospaziale, e l'ingegneria civile per quanto concerne l'analisi delle sollecitazioni sismiche.

Consideriamo un sistema ideale ossia quel sistema che ha parametri costanti ed è lineare tra due punti di interesse chiaramente definiti, detti ingresso o punto di eccitazione e uscita o punto di risposta.

Un sistema ha parametri costanti se tutte le proprietà fondamentali del sistema sono invarianti rispetto al tempo. Un sistema si dice lineare se le caratteristiche della risposta sono additive ed omogenee. Il termine additivo significa che l'uscita corrispondente alla somma di più ingressi è uguale alla somma delle uscite prodotte da ciascun ingresso individualmente. Il termine omogeneo significa che l'uscita prodotta da un ingresso moltiplicato per una costante è uguale alla costante per l'uscita prodotta dal solo ingresso.

L'ipotesi relativa alla costanza dei parametri è ragionevolmente valida per molti sistemi fisici. L'ipotesi di linearità per i sistemi reali è, in qualche modo, più critica. Tutti i sistemi fisici manifestano caratteristiche di risposta non lineari in condizioni di eccitazione estreme. Ciononostante, per molti sistemi fisici è lecito assumere l'ipotesi di linearità, almeno per campi di valori limitati dell'ingresso, senza commettere errori significativi.

Un sistema può essere identificato con l'uscita che corrisponde ad una determinata entrata. Nel caso di sistemi meccanici è più comune parlare di eccitazione e di risposta:



Le caratteristiche di un sistema lineare a parametri costanti possono essere descritte dalla funzione risposta all'impulso unitario h(τ), che viene definita come la risposta del sistema in dato istante t ad un impulso unitario applicato all'istante t –τ . L'utilità della funzione risposta all'impulso unitario deriva dal fatto che la risposta x(t) di un sistema ad un ingresso arbitrario f(t) è data dall'integrale di convoluzione:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau)\, h(t-\tau)\, d\tau$$

Un sistema lineare a parametri costanti può anche essere caratterizzato dalla funzione di trasferimento H(s) , che è definita come la trasformata di Laplace della h(τ):

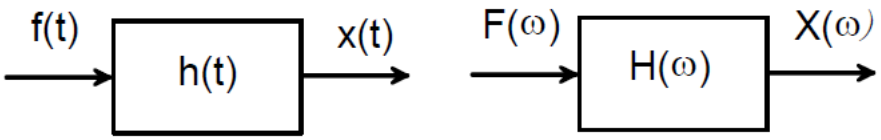
$$H(s) = \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-s\tau} d\tau \qquad s = \sigma + j\omega$$

$$H(\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau$$

Una importante proprietà della funzione risposta in frequenza dei sistemi lineari a parametri costanti può essere evidenziata operando la trasformata di Fourier su entrambi i membri dell'integrale di convoluzione:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} (\int_{-\infty}^{\infty} f(\tau)\, h(t-\tau) d\tau) e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)\, (\int_{-\infty}^{+\infty} h(t-\tau) e^{-j\omega t} dt)\, d\tau =$$
$$= \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)\, (\int_{-\infty}^{+\infty} h(\eta) e^{-j\omega(\tau+\eta)} d\eta)\, d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)\, (\int_{-\infty}^{+\infty} h(\eta) e^{-j\omega\eta} d\eta)\, e^{-j\omega\tau}\, d\tau =$$
$$= \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)\, (H(\omega))\, e^{-j\omega\tau}\, d\tau = H(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau = H(\omega) F(\omega)$$

dove $X(\omega)$ e $F(\omega)$ sono, rispettivamente, le trasformate di Fourier dell'uscita e dell'ingresso. Come si vede, nel dominio delle frequenze l'integrale di convoluzione si riduce ad una semplice espressione algebrica.



Per effettuare l'analisi modale, si sceglie sulla struttura in esame un certo numero di punti, tali da definire adeguatamente la geometria della struttura e le sue forme modali.

Si eccita in un punto e si rilevano le risposte negli altri punti; oppure si rileva la risposta in un punto e si eccita in corrispondenza degli altri punti. L'eccitazione ed il rilievo vengono effettuati in un intervallo ω_{min} , ω_{max} (di solito è ω_{min} » 0): gli N modi rilevati sono tutti e solo quelli interni a tale intervallo.

Siano n_m i punti scelti sulla struttura e a questi si facciano corrispondere altrettanti gradi di libertà.

Scriviamo l'equazione del moto di un sistema (*Helmoltz Wave Equation*) a n_m g.d.l.:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}\}+[\mathbf{K}]\{x\}=\{f(t)\}$$

Nel presente insieme di equazioni è stato trascurato in prima approssimazione il contributo dato dagli effetti smorzanti:

$$[\mathbf{C}]\{\dot{x}\}$$

In realtà il motivo che ci spinge a trascurare gli effetti smorzanti è duale: in primo luogo sono di difficile determinazione i termini relativi alla matrice [C], poiché gli effetti smorzanti sono spesso fittizi e hanno origine imprevedibile; in secondo luogo la matrice [C] in generale non consente il disaccoppiamento modale dell'equazione dell'equilibrio dinamico, legittima conseguenza matematica invece per la Helmoltz Wave Equation.

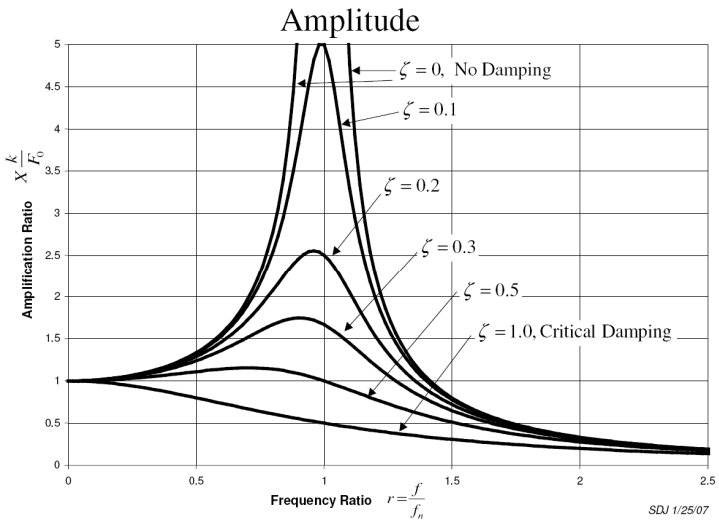


Fig. 7.1 - Diagramma di risposta in frequenza.

Il disaccoppiamento modale consente di considerare indipendenti l'una dall'altra tutte le equazioni sintetizzate nelle matrici [M] e [K] e nei vettori $\{\ddot{x}\}$, $\{x\}$ e $\{f(t)\}$; questo ci consente di affermare che per portare a termine una analisi modale agli Elementi Finiti per una struttura ad n g.d.l., è sufficiente risolvere n equazioni differenziali del 2° grado disaccoppiate piuttosto che risolvere un sistema di n equazioni differenziali del 2° grado.

Tuttavia è possibile tener conto dei contributi smorzanti assicurando ugualmente il disaccoppiamento modale, considerando la matrice [C] come una combinazione lineare di [K] ed [M]:

$$[C] = \alpha\,[K] + \beta\,[M]$$

Tale matrice viene denominata *Rayleigh Damping*.
Risolvendo l'insieme di equazioni omogenee associate all'equazione dinamica del sistema, si può scrivere:

$$\{x\} = x_0 \cdot \sin(\omega t)$$
$$\{\dot{x}\} = \omega \cdot x_0 \cdot \cos(\omega t)$$
$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2 \cdot x_0 \cdot \sin(\omega t)$$

Sostituendo all'interno dell'equazione compatta in forma matriciale ottengo:

$$(-\omega^2 \cdot [\mathbf{M}] + [\mathbf{K}])\,\{x\} = 0$$

Le ω^2 rappresentano gli autovalori del sistema, cioè nell'analisi dinamica le frequenze proprie di vibrazione, mentre i vettori {x} sono gli autovettori del sistema, cioè i relativi modi di vibrare.

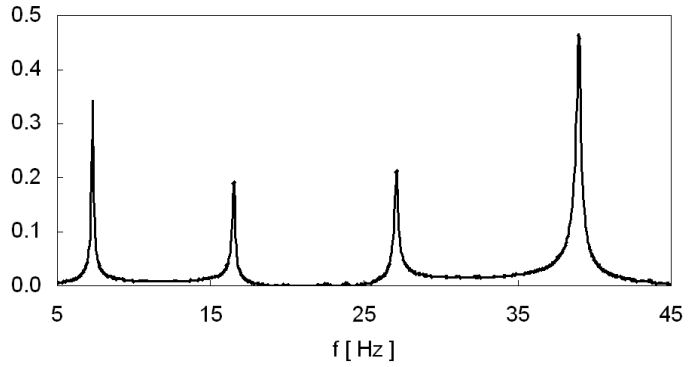


Fig. 7.2 - 4 frequenze proprie in una banda tra 5Hz e 45Hz.

La figura a sinistra altro non è che un semplice diagramma di risposta in frequenza di una struttura; in questo caso il range di frequenze analizzato va da 5Hz a 45Hz, e si sono ritrovate in questo intervallo 4 frequenze naturali del sistema. Qualora quest'ultimo venisse sollecitato da una forzante esterna dinamica ad una frequenza pari ad una delle

frequenze proprie di vibrazione, il sistema andrebbe in *risonanza* e porterebbe in condizioni di funzionamento critico l'intera struttura.

E' assolutamente necessario non trascurare mai gli effetti dinamici del problema ed assicurarsi di non avere mai una forzante periodica con una frequenza vicina o addirittura pari ad una delle frequenze naturali del sistema; talvolta una mancata comprensione del problema, eccessive approssimazioni o il fatto di tralasciare completamente gli aspetti dinamici possono portare ad avere effetti nella migliore delle ipotesi imbarazzanti, se non addirittura catastrofici.

Per concludere il breve excursus teorico relativo all'analisi modale, va ricordato che tutte le frequenze proprie del sistema hanno in qualche maniera una dipendenza di questo tipo:

$$\omega \propto \sqrt{\frac{[\mathbf{K}]}{[\mathbf{M}]}}$$

Poiché in ambito FEM la matrice [K] calcolata non è uguale a quella reale, ma viene in ogni caso sovrastimata, le frequenze proprie calcolate da un solutore agli Elementi Finiti sono tutte approssimate per eccesso; chiaramente tanto più sarà accurata la mesh della nostra struttura, tanto più la matrice [K] calcolata dal FEM si avvicinerà a quella reale, tanto più il valore di frequenza propria calcolato si avvicinerà asintoticamente a quello reale.

7.2 – Analisi modale su ANSYS Workbench per un materiale isotropo.

Adottando anche in questo caso la geometria ottimizzata e il medesimo grado di discretizzazione utilizzato per le precedenti analisi, si richiede di trovare le prime 10 frequenze proprie ed i relativi modi di vibrare.

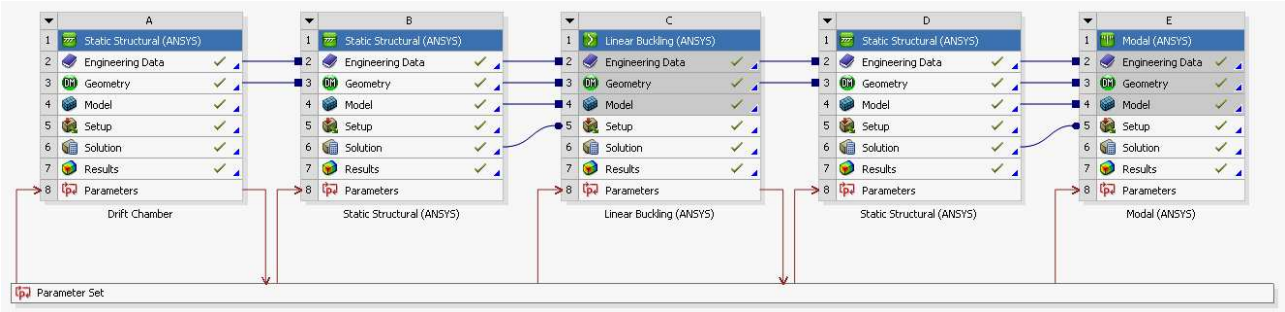


Fig. 7.3 - Workflow di Workbench – All'analisi statica vengono associate quella di buckling e modale.

Vengono di seguito riportate le immagini relative alle impostazioni settate in WB effettuale l'analisi modale sulla struttura in Alluminio con uno spessore omogeneo di 1 mm.

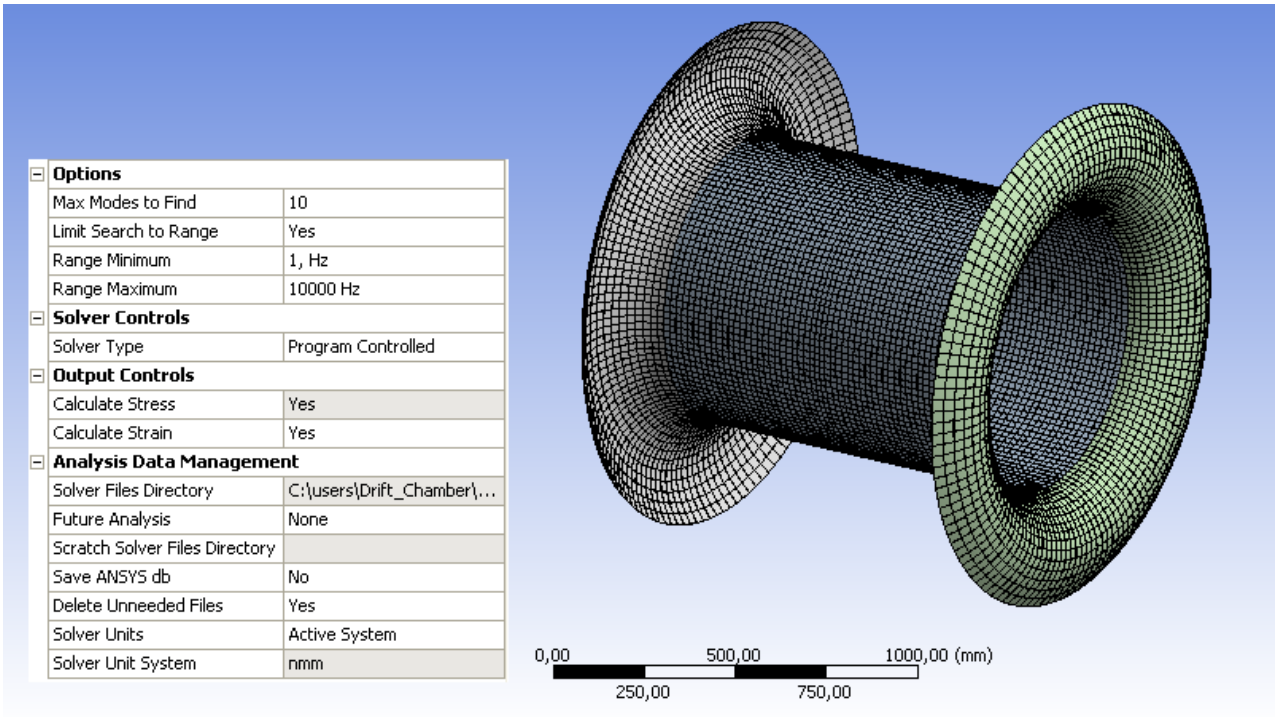
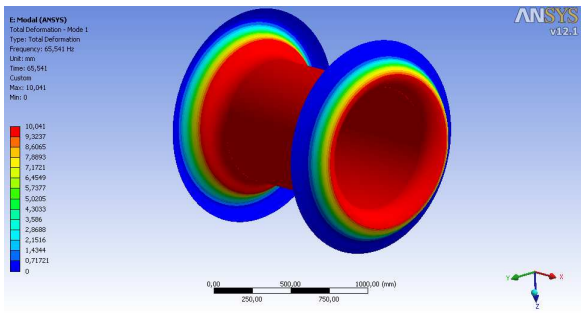


Fig. 7.4 – Impostazione dell'analisi modale – Vengono calcolate le prime 10 frequenze proprie e modi.

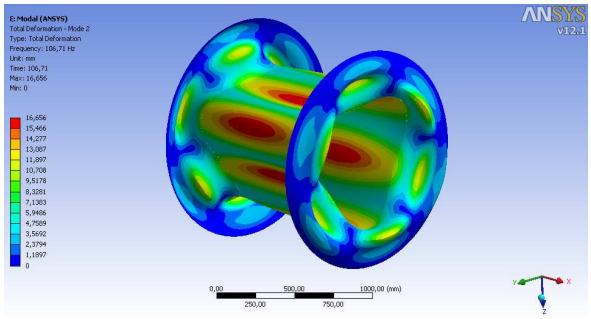
	Mode	Frequency [Hz]
1	1,	65,541
2	2,	106,71
3	3,	106,71
4	4,	111,13
5	5,	111,13
6	6,	141,78
7	7,	141,78
8	8,	156,66
9	9,	156,66
10	10,	174,35

Fig. 7.5 – Frequenze proprie trovate da ANSYS WB per il modello in Alluminio.

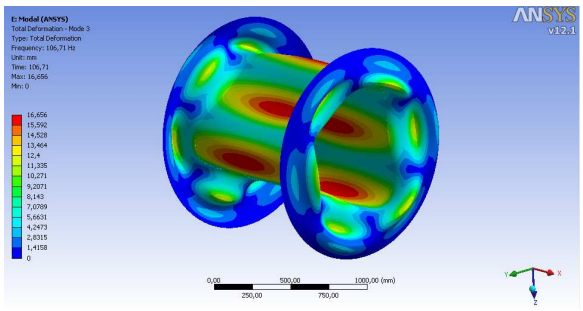
Sono state ricercate le prime 10 frequenze proprie ed i relativi nodi di vibrare tra 1Hz e 10^5 Hz, in modo da escludere dai risultati le prime 6 frequenze proprie tutte pari a 0Hz, quindi corrispondenti ai 6 gradi di libertà del sistema in configurazione svincolata.



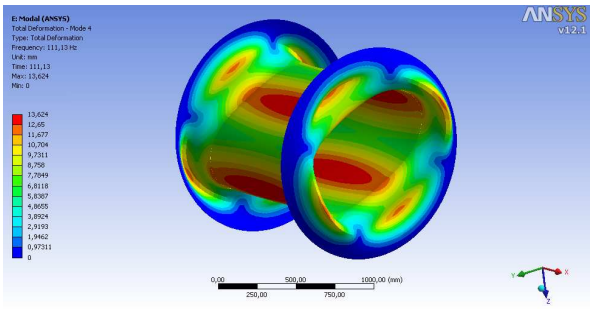
Primo modo di vibrare.



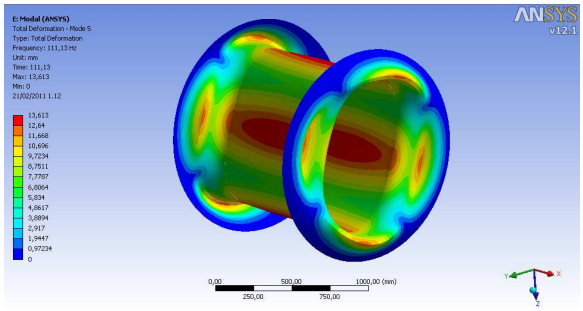
Secondo modo di vibrare.



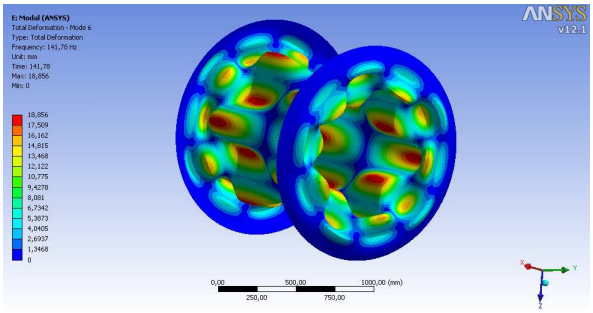
Terzo modo di vibrare.



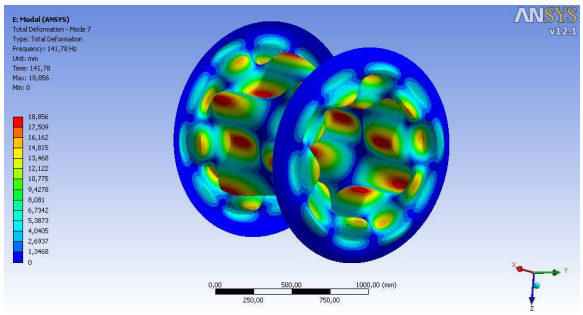
Quarto modo di vibrare.



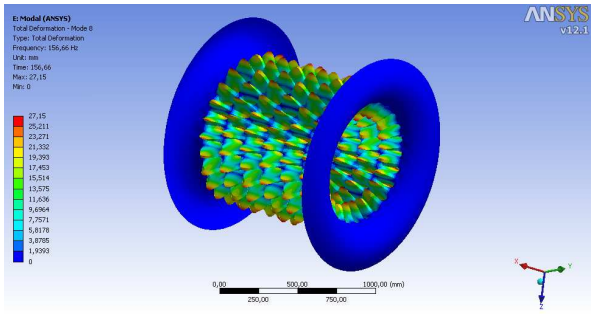
Quinto modo di vibrare.



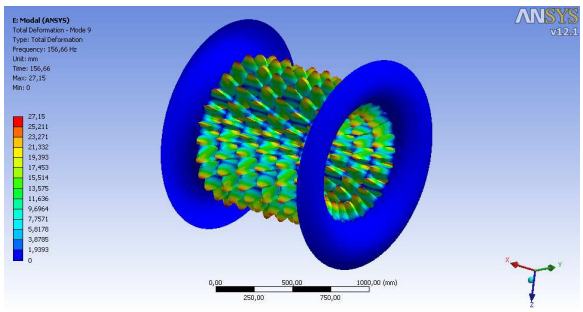
Sesto modo di vibrare.



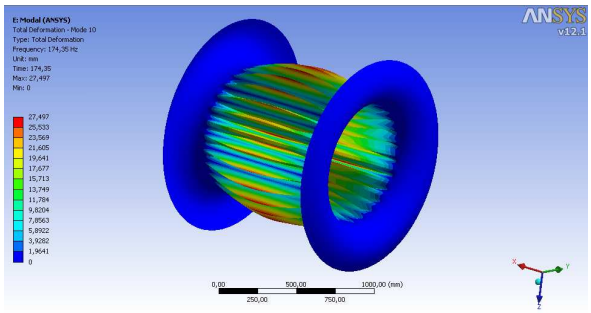
Settimo modo di vibrare.



Ottavo modo di vibrare.



Nono modo di vibrare.



Decimo modo di vibrare.

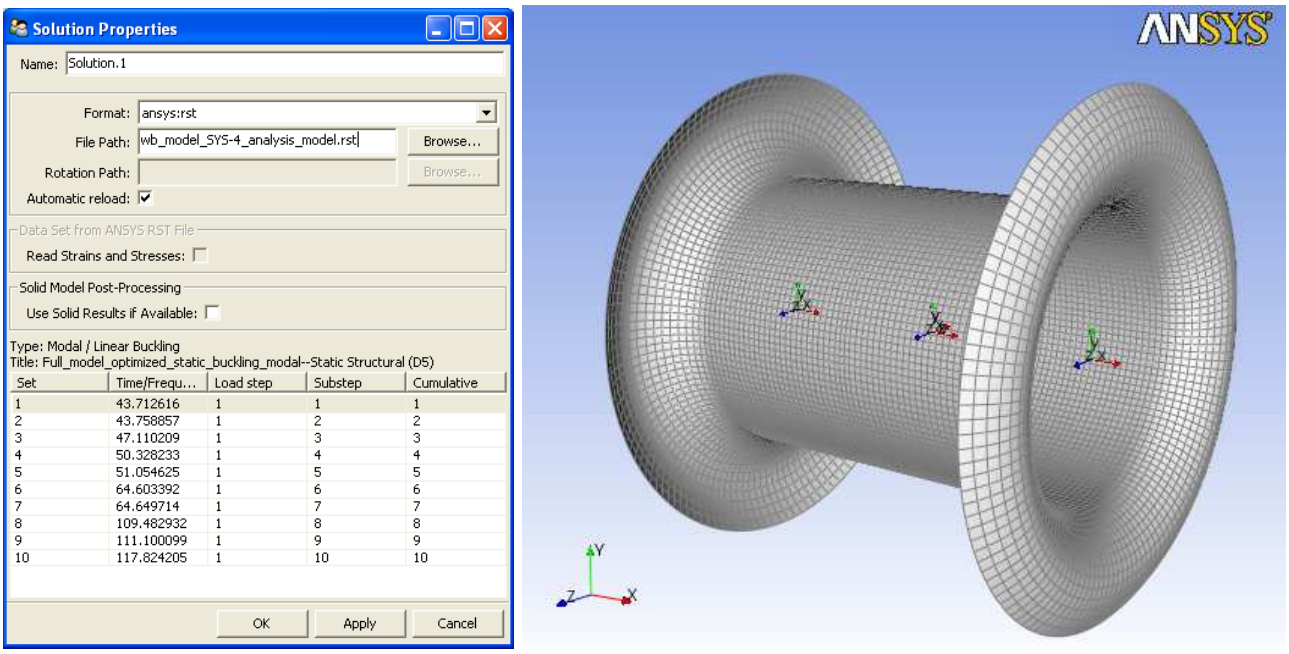
7.3 – Analisi modale della Camera a Drift su ACP con schiuma Kfoam.

La nuova interfaccia ANSYS dedicata alla progettazione ed analisi delle strutture in materiale composito, consente di portare a termine non solo l'analisi statica lineare ed a buckling, ma anche l'analisi modale.

Lo scopo è ora quello di far calcolare al nostro software gli autovalori e gli autovettori del nostro sistema, ovvero le frequenze proprie di oscillazione e i relativi modi di vibrare.

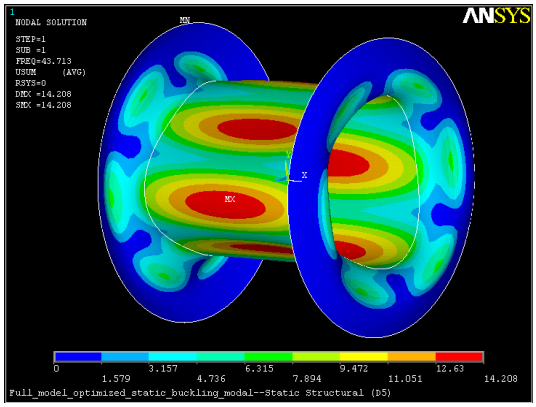
Confrontando i valori delle prime 10 frequenze naturali a valle della simulazione modale su ACP con i valori ottenuti su WB, si potrà caratterizzare il trend con cui varia la radice del rapporto tra la rigidezza e la massa complessiva.

Sulla base dei risultati ottenuti dall'analisi di buckling, si sviluppa l'analisi modale della configurazione che meglio ha risposto agli obiettivi progettuali, cioè la configurazione numero 32.

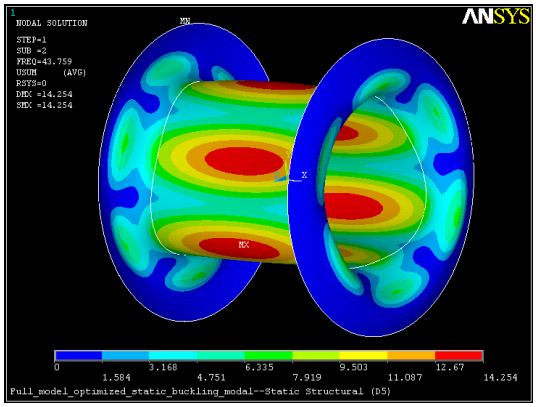


Set	Time/Frequ...	Load step	Substep	Cumulative
1	43.712616	1	1	1
2	43.758857	1	2	2
3	47.110209	1	3	3
4	50.328233	1	4	4
5	51.054625	1	5	5
6	64.603392	1	6	6
7	64.649714	1	7	7
8	109.482932	1	8	8
9	111.100099	1	9	9
10	117.824205	1	10	10

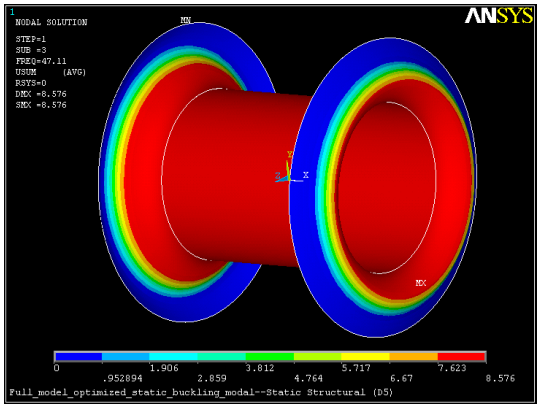
Fig. 7.6 – 10 prime frequenze proprie ottenute per la configurazione 32 con schiuma Kfoam.



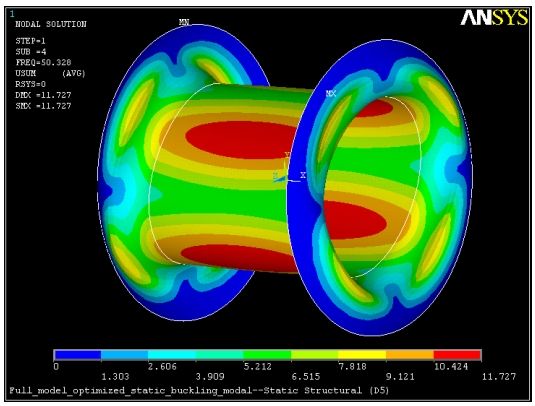
Primo modo di vibrare.



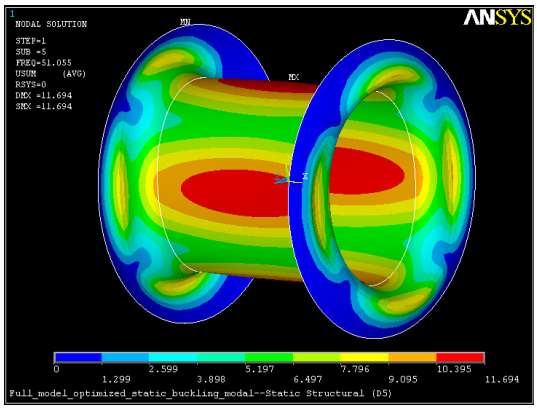
Secondo modo di vibrare.



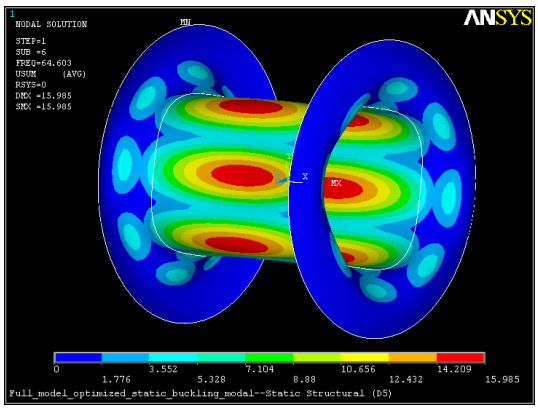
Terzo modo di vibrare.



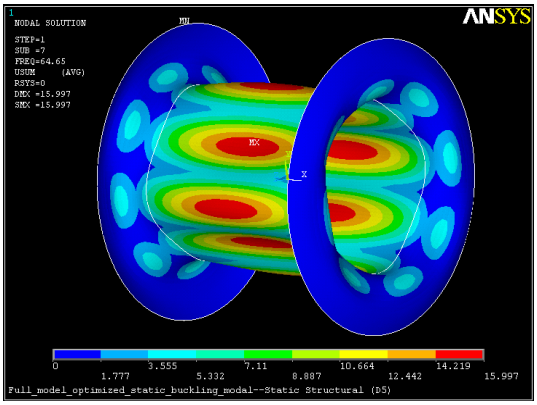
Quarto modo di vibrare.



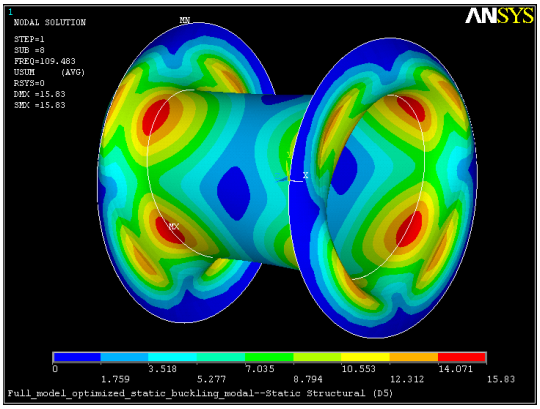
Quinto modo di vibrare.



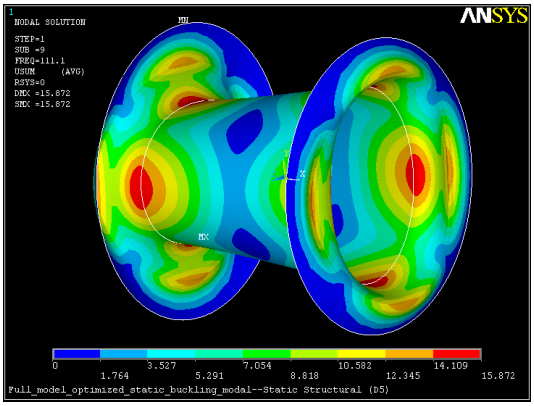
Sesto modo di vibrare.



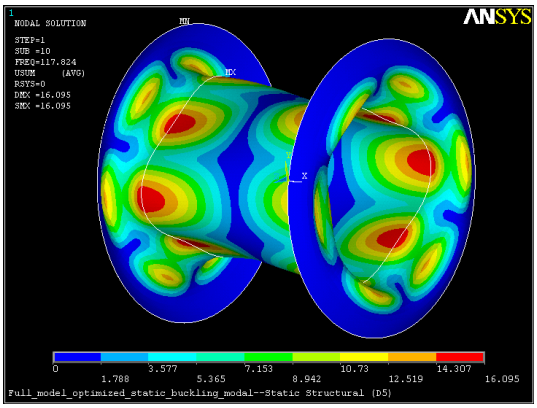
Settimo modo di vibrare.



Ottavo modo di vibrare.



Nono modo di vibrare.



Decimo modo di vibrare.

7.4 – Analisi modale della Camera a Drift su ACP con schiuma Grafoam.

Vengono ora riportati i risultati dell'analisi modale realizzata sulla Camera a Drift con struttura cilindrica interna a sandwich, utilizzando la schiuma **Grafoam FPA-10**.

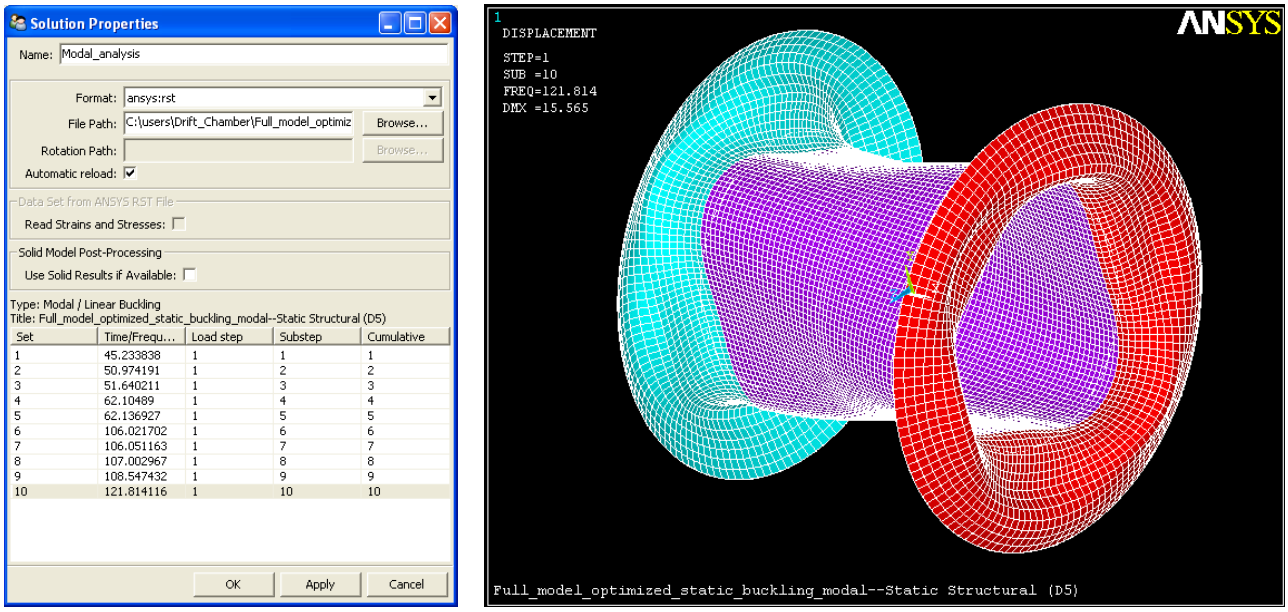
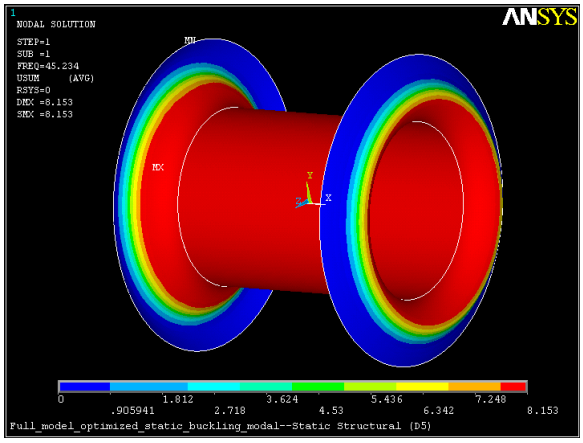
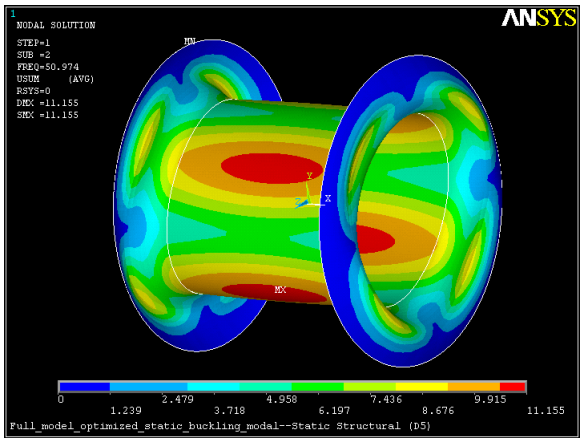


Fig. 7.7 – 10 prime frequenze proprie ottenute per la configurazione 32 con schiuma Grafoam FPA-10.

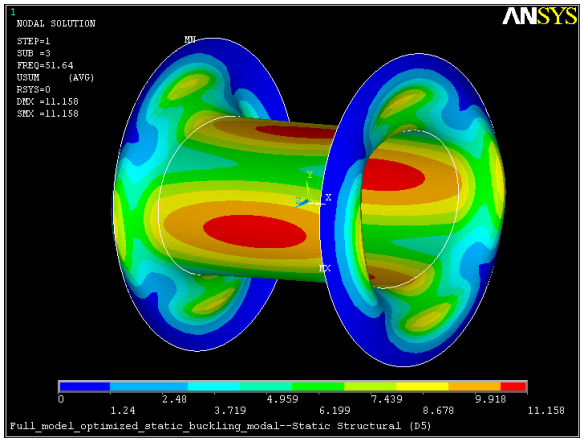
La tabella visualizzata mostra i valori delle prime 10 frequenze proprie di oscillazione della struttura; i risultati ottenuti confermano e quantificano numericamente ciò che in qualche modo la teoria ci aveva già anticipato e descritto qualitativamente: difatti passando dalla schiuma Kfoam alla schiuma Grafoam FPA-10 la rigidezza aumenta leggermente, ma soprattutto diminuisce notevolmente la massa, passando da un materiale di riempimento del sandwich con densità 0.480 kg/m^3 a una con densità 0.160 kg/m^3. Questo comporta qualitativamente un aumento delle frequenze proprie (o autovalori del sistema) essendo proporzionali alla radice del rapporto K/M.
Effettivamente confrontando gli autovalori delle due strutture, sono leggermente superiori i valori della seconda struttura, quella con schiuma Grafoam FPA-10.



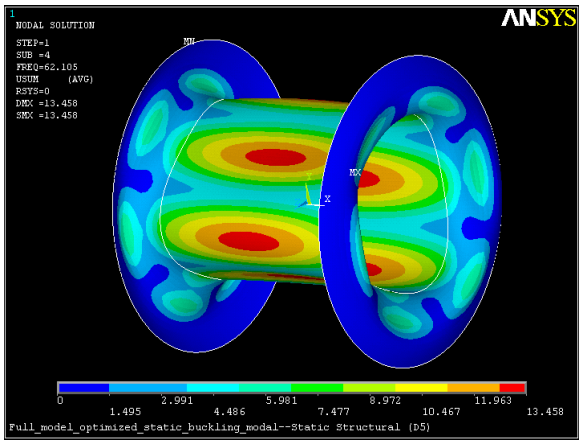
Primo modo di vibrare.



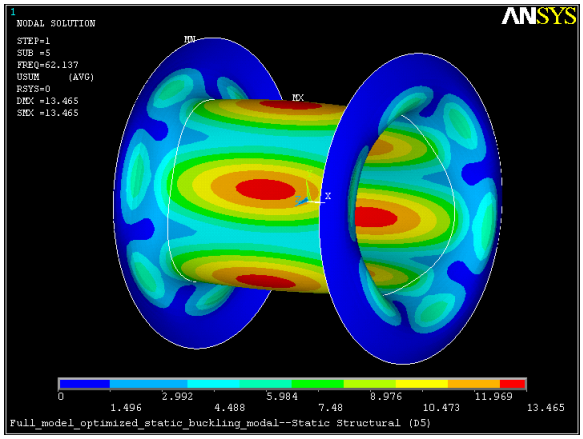
Secondo modo di vibrare.



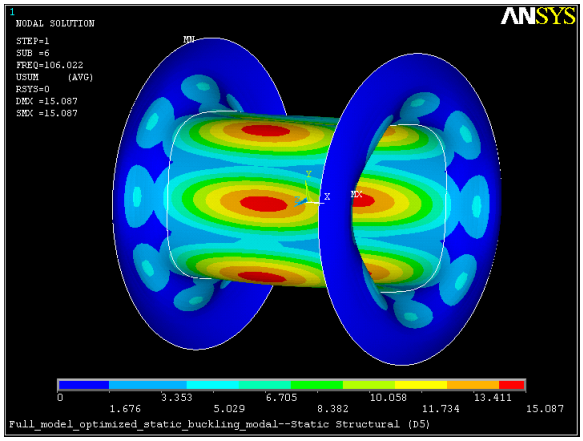
Terzo modo di vibrare.



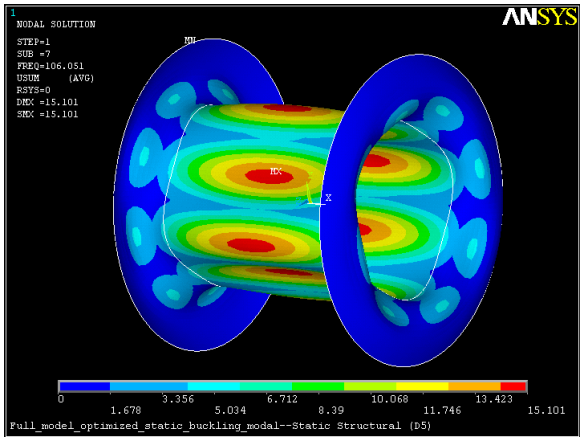
Quarto modo di vibrare.



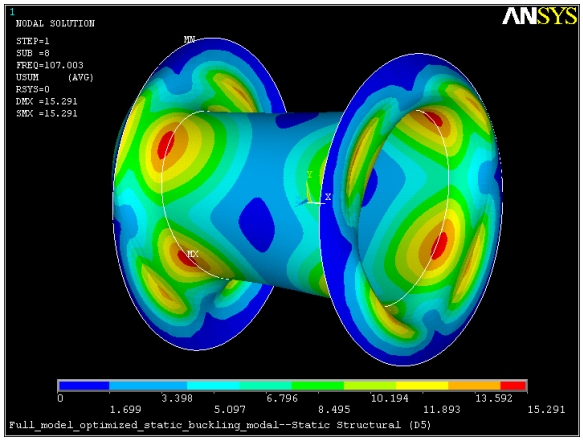
Quinto modo di vibrare.



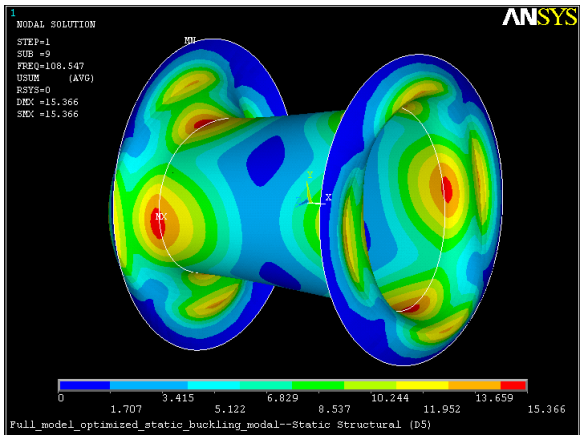
Sesto modo di vibrare.



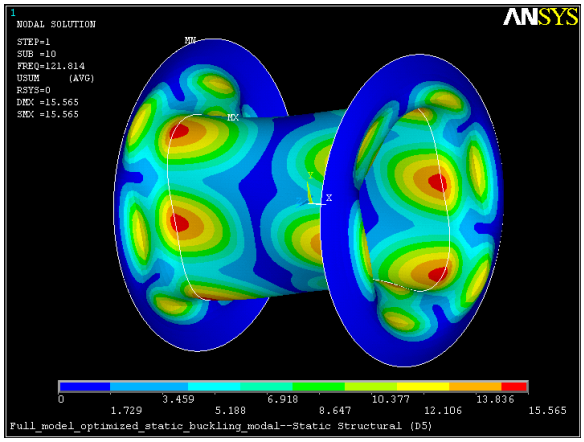
Settimo modo di vibrare.



Ottavo modo di vibrare.



Nono modo di vibrare.



Decimo modo di vibrare.

8 - L'evoluzione progettuale, conclusioni e sviluppi futuri.

Nel lavoro di tesi presentato si sono portate a termine una serie di analisi strutturali (statica lineare, buckling lineare, modale) su una Camera a Drift, o Camera di Deriva, ovvero la struttura più interna di un rivelatore di particelle.

In principio, in quella che potrebbe essere chiamata la fase "zero" del progetto, le variabili in gioco erano innumerevoli: le possibili configurazioni, gli obiettivi strutturali, la scelta dei materiali, le condizioni operative ed i vincoli ai quali era sottoposta la struttura erano spesso indefiniti.

Si sono setacciate in questa fase tutte le possibili idee su quella che sarebbe stata la struttura finale della Camera a Drift, esaminando talvolta anche design profondamente differenti. Certamente, l'obiettivo che si è cercato di raggiungere sin dal primo giorno è stato quello di trovare un adeguato compromesso tra l'esigenza di estrema leggerezza e l'esigenza di dignità strutturale.

Il primo passo concreto che ha consentito di porre le basi per una progettazione dettagliata e rigorosa della struttura, è relativo all'imposizione di alcuni vincoli geometrici di partenza: la lunghezza ed il raggio interno del cilindro ed il raggio del cilindro esterno al quale sarà agganciata la nostra camera. In seguito è stato possibile definire anche il tipo di carichi e di vincoli ai quali era sottoposto il componente: il cilindro esterno, considerato in prima approssimazione infinitamente rigido, o comunque molto più rigido rispetto alla struttura della Camera, avrebbe retto quest'ultima attraverso un incastro da realizzare con un solido incollaggio o con un accoppiamento meccanico; in questo modo si sarebbe venuto a creare un volume chiuso all'interno del quale sarà prevista la presenza di una pressione pari ad una atmosfera. Tale carico non avrebbe creato alcun problema alla struttura cilindrica più esterna, ma lo stesso non si sarebbe potuto dire per la Camera a Drift, all'interno della quale si sarebbe dovuto praticare il vuoto.

E' noto dalla Scienza delle Costruzioni e dai principi teorici delle Costruzioni di Macchine, che una struttura cilindrica caricata da una pressione esterna normale alla superficie, induce la struttura stessa ad entrare in una configurazione instabile, o in modo di buckling. Tale fenomeno è tuttavia concentrato in corrispondenza della mezzeria del cilindro interno e non influenza in alcun modo la struttura degli end plates.

I vincoli geometrici fissati erano sufficienti per restringere adeguatamente le alternative progettuali, ma d'altro parte lasciavano all'analista FEM alcuni gradi di libertà sui quali poter costruire una parametrizzazione del problema. Da questa considerazione nasce l'ottimizzazione geometrica su modeFRONTIER, che ha definito in maniera inequivocabile il profilo ottimale dei piatti esterni, raggiungendo una soluzione non solo accettabile per un materiale isotropo, ma anche per un materiale composito. Tale affermazione viene confermata dal fatto che le mappe degli spostamenti e degli stress risultano fondamentalmente identiche a meno di un fattore di scala, poiché come si è ampiamente discusso in precedenza, le fibre sono state orientate lungo le direzioni 0° e 90°, esattamente le stesse direzioni degli stress agenti sia nel modello in Alluminio, sia in quello composito. Inoltre, il profilo ottimizzato dei piatti esterni, è completamente disaccoppiato dal problema del buckling, non essendo i piatti stessi interessati in alcun modo da tale fenomeno dovuto all'instabilità.

Ciò che ha reso possibile portare a termine tale analisi in tempi relativamente brevi è stata la possibilità di muoversi contemporaneamente su un binario parallelo ed inizialmente indipendente in relazione alla scelta e progettazione dei laminati in composito. L'apporto di ESAComp è stato in questo frangente fondamentale, in quanto ancor prima di entrare in un ambiente FEM è stato possibile confrontare la qualità di un laminato prepreg in fibra di carbonio piuttosto che un altro basandosi sulle Teoria Classica della Laminazione anche per dei "ply", per delle fibre o per dei "core" completamente nuovi (creati sulla base delle specifiche tecniche concesse dai fornitori delle aziende produttrici).

La chiave di volta che però ha permesso di riassumere le potenzialità dei software utilizzati, elaborando insieme gli ottimi risultati parziali ottenuti fino a quel momento e producendo i risultati finali che possono essere riassuntivi dell'intero progetto, è senza dubbio ACP.

L'analisi di fattibilità industriale, oltre alle altre classiche analisi (statica, buckling lineare e modale), fornisce un notevole valore aggiunto ai risultati di cui possiamo disporre, rappresentando una reale avanguardia ed uno strumento incredibilmente potente per abbreviare il "time to market" e per integrarsi al meglio all'interno della catena produttiva.

La capacità di integrazione esistente tra i quattro software utilizzati, ovvero ANSYS, modeFRONTIER, ESAComp ed ACP, sulla base di interfacce interattive o mediante

codici informatici utilizzati per comunicare e scambiare informazioni tra loro, hanno definito una procedura totalmente parametrizzata e personalizzata, tale da poter ottenere dei nuovi risultati in modo veloce ed efficiente variando uno o più parametri senza la necessità di dover riformulare il problema.

Tuttavia il progetto della Camera a Drift per il rivelatore di particelle Mu2e non può considerarsi concluso in quanto alcuni aspetti dovranno ancora essere affrontati e potrebbero essere migliorati; si elencano i potenziali sviluppi futuri del progetto:

- Analisi dei vincoli reali tra piatti e cilindro esterno;
- Replicare le analisi per condizioni operative differenti (diversa lunghezza del cilindro e pressione esterna);
- Verifica degli incollaggi tra il cilindro interno e piatti esterni;
- Replicare le analisi utilizzando materiali compositi differenti (modifica dei laminati in fibra di carbonio e del core da inserire nel sandwich del cilindro).
- Realizzazione di prove sperimentali sui provini dei materiali analizzati tramite il metodo FEM.
- Studio relativo alla realizzazione dello stampo negativo dei piatti sui quali realizzare la laminazione
- Realizzazione fisica di un prototipo finalizzato a verificare le problematiche legate alla realizzabilità della camera, ed in particolare dei piatti.
- Realizzazione della Camera a Drift in scala 1:1.

APPENDICE

A – DATASHEET DEL PREPREG IN FIBRA DI CARBONIO CON MATRICE EPOSSIDICA (HS150_ER432_UD)

SAATI Composites

UD
Parameters from TDS:

Product name:

Ply thickness:	0,153	mm
UD fibers areal weight:	150	g/m^2
Resin content weight:	35%	
Fiber density:	1,8	g/cm^3
Resin density:	1,16	g/cm^3
Resin elastic modulus:	2,84	GPa
Tensile Modulus:	123	GPa
Tensile Strength:	2350	MPa
Poisson's ratio:	0,33	
In Plane Shear Modulus:	3,46	GPa
In Plane Shear Strength:	63,7	MPa
Interlaminar shear strength:	77	MPa
Compressive Modulus:	98	GPa
Compressive Strength:	1050	MPa

Presumed values:

Fiber elastic modulus	E_{3fiber}	12 GPa	(3K, 12K - T300, T700)
Fiber shear moduli	G_{flt}	35 GPa	(H.R. 50 GPa - H.M. 20 GPa)
Matrix Poisson's ratio	ν_m	0,375	(0.35 -> 0.40)
Fiber Poisson's ratio	ν_f	0,325	(H.R. 0.30 - H.M. 0.35 GPa)

Ply

Mechanical behaviour:
Form of reinforcement:

Ply thickness	t:	0,153	mm
Areal weight	m_A:	202,5	g/m^2
Density:	rho:	1384	kg/m^3
Fiber volume content:	V_f:	54,5%	

Engineering constants

Tensile				**Compression**			
Elastic moduli	E_1:	123	GPa	Elastic moduli	E_1:	98	GPa
	E_2:	7,8	GPa*		E_2:	7,8	GPa*
	E_3:	7,8	GPa*		E_3:	7,8	GPa*
Shear moduli	G_12:	3,46	GPa				
	G_31:	2,23	GPa				
	G_23:	2,23	GPa				
Poisson's cofficients	nu_12:	0,33					
	nu_13:	0,35	*				
	nu_23:	0,35	*				

Failure stresses and strains

Tensile				**Compression**			
X stress	X_t:	2350	MPa	X stress	X_c:	1050	MPa
X strain	X_eps,t:	1,9%		X strain	X_eps,c:	1,1%	
Y stress	Y_t:	63,7	MPa*	Y stress	Y_c:	63,7	MPa*
Y strain	Y_eps,t:	0,8%		Y strain	Y_eps,c:	0,8%	
Z stress	Z_t:	77	MPa	Z stress	Z_c:	77	MPa
Z strain	Z_eps,t:	1,0%		Z strain	Z_eps,c:	1,0%	

Shear

Shear stress (12)	S:	63,7	MPa
Shear strain (12)	S_eps:	1,8%	
Shear stress (31)	R:	45	MPa
Shear strain (31)	R_eps:	2,0%	
Shear stress (23)	Q:	45	MPa
Shear strain (23)	Q_eps:	2,0%	

(*) presumed values adopted

B – PROPRIETA' FISICO-MECCANICHE DEL LAMINATO (0°/90°/90°/0°).

Ecco come si presenta la lista delle informazioni relative al laminato1 (0°/90°/90°/0°) dopo il completo assemblaggio.

<<

Laminate : Laminato1

Modified : Fri Feb 18 10:02:23 2011

Lay-up

(0a/90a)SE

Ply	t (mm)	Modified
a HS150_ER432	0.153	Fri Feb 18 09:43:09 2011

n = 4 m_A = 847 g/m²

h = 0.612 mm rho = 1384 kg/m³

Material cost : 60.00 EUR/m²

Classification

Ply types : Solid;Reinf.

Lay-up : Symm.;Cross-ply

Constit. beh. : AseBoDs

Interlaminar shear strength

Interface	tau_ILS MPa
a - a	77

Insufficient exp. coeff. for thermal analyses! (ply: a)

No reference temperature!

Insufficient exp. coeff. for moisture analyses! (ply: a)

No reference moisture content!

Insufficient ultimate sig/eps for DLF analyses! (ply: a)

Ply : HS150_ER432

Modified : Fri Feb 18 09:43:09 2011

Physical nature : reinf.ply Mech. behavior : orthotropic

Form of reinf. : unidirectional, prepreg

t = 0.153 mm m_A = 211.752 g/m² V_f = 54.5%

rho = 1384 kg/m³ f_1/2 = 100/0%

Engineering constants (orthotropic)

E_1 = 123 GPa G_12 = 3.46 GPa nu_12 = 0.33

E_2 = 7.8 GPa G_31 = 2.23 GPa nu_13 = 0.35

E_3 = 7.8 GPa G_23 = 2.23 GPa nu_23 = 0.35

No thermal/moisture expansion coefficients specified!

First failure stresses and strains - Nominal (orthotropic)

X_t / X_eps,t = 2350 MPa/1.91057 % X_c/X_eps,c=1050 MPa/0.853659 %

Y_t/ Y_eps,t = 63.7 MPa/ 0.816667 % Y_c/Y_eps,c=63.7 MPa/0.816667 %

Z_t/Z_eps,t = 77 MPa / 0.987179 % Z_c/Z_eps,c=77 MPa / 0.987179 %

S / S_eps = 63.7 MPa / 1.84104 % (12)

R / R_eps = 45 MPa / 2.01794 % (31)

Q / Q_eps = 45 MPa / 2.01794 % (23)

Ultimate stresses and strains - Nominal (orthotropic)

X_t / X_eps,t= 2350 MPa / - % X_c / X_eps,c = 1050 MPa / - %

Y_t / Y_eps,t= 63.7 MPa / - % Y_c / Y_eps,c = 63.7 MPa / - %

Z_t / Z_eps,t = 77 MPa / - % Z_c / Z_eps,c = 77 MPa / - %

S / S_eps = 63.7 MPa / - % (12)

R / R_eps = 45 MPa / - % (31)

Q / Q_eps = 45 MPa / - % (23)

Insufficient stress/strain data for DLF analyses!

Operating environment

T_oper,min = -100 °C p_oper,min = 0 bar

T_oper,max = 90 °C p_oper,max = 1 bar

Processing data

Applicability : prepreg lay-up;filament winding

T_cure = 125 °C Delta p_cure = 4 bar

Delta p_vacuum = 1 bar

Product data

Manufacturer : SAATI

Type : CarbonFiber_EpoxyMatrix

Price : 15.00 EUR/m²

>>

C – RISPOSTA STRUTTURALE DEL LAMINATO AI CRITERI DI RESISTENZA.

Per quanto concerne l'analisi sulla resistenza del laminato, la verifica del **laminate FPF strength** mostra i seguenti risultati:

<<

Laminate FPF strength analysis

Laminate : Laminato1

Modified : Fri Feb 18 10:02:23 2011

Lay-up : (0a/90a)SE h = 0.612 mm

Ply

a HS150_ER432

Failure criterion : Puck 2D; Max strain; Von Mises; Out-of-plane shear; Out-of-plane shear; None

(UD; non-UD; homogeneous; honeyc. core; foam/other core; adhesive)

Failure crit. param. :

p_TII+/TII-/TT-/s/M(carbon)=0.35/0.3/0.275/0.5/0.5;(other)=0.3/0.25/0.225/0.5/0.5

Stress/strain recovery : layer top/bottom

Laminate FPF strength

Forces

		mode	crit. layers			mode	crit. layers
N_xt	=	330658.28 N/m	iff(A) (90°)	N_xc	=	-330658.28 N/m	iff(C) (90°)
N_yt	=	330658.28 N/m	iff(A) (0°)	N_yc	=	-330658.28 N/m	iff(C) (0°)
N_xy+	=	38984.42 N/m	iff(A) All	N_xy-	=	-38984.42 N/m	iff(A) All
Q_x	=	36233.71 N/m	ILS 2[90a/90a]	Q_y	=	19034.97 N/m	ILS 2[90a/90a]

Moments

		mode	crit. layers			mode	crit. layers
M_x+	=	57.85 Nm/m	ffc 1(0°)	M_x-	=	-57.85 Nm/m	ffc 4(0°)
M_y+	=	11.38 Nm/m	iff(A) (0°)	M_y-	=	-11.38 Nm/m	iff(C) (0°)
M_xy+	=	3.98 Nm/m	iff(A) (0°)	M_xy-	=	-3.98 Nm/m	iff(A) (0°)

In-plane and out-of-plane stresses

		mode	crit. layers			mode	crit. layers
sig_xt	=	540.29 MPa	iff(A) (90°)	sig_xc	=	-540.29 MPa	iff(C) (90°)
sig_yt	=	540.29 MPa	iff(A) (0°)	sig_yc	=	-540.29 MPa	iff(C) (0°)

```
tau_xy+ =  63.70 MPa    iff(A)  All                tau_xy-   =  -63.70 MPa  iff(A)  All
tau_zx  =  59.21 MPa    ILS   2[90a/90a]           tau_yz  = 31.10 MPa  ILS   2[90a/90a]
Flexural stresses
                        mode        crit. layers                    mode    crit. layers
sig^f_x+   =  926.78 MPa  ffc     1(0°)            sig^f_x-   =  -926.78 MPa  ffc      4(0°)
sig^f_y+   =  182.23 MPa  iff(A)  (0°)             sig^f_y-   =  -182.23 MPa  iff(C)  (0°)
tau^f_xy+  = 63.70 MPa   iff(A)  (0°)              tau^f_xy- =  -63.70 MPa  iff(A)   (0°)
In-plane strains
                        mode    crit. layers                mode    crit. layers
eps_xt     =  0.8217 %    iff(A)  (90°)            eps_xc     =  -0.8217 %    iff(C)  (90°)
eps_yt     =  0.8217 %    iff(A)  (0°)             eps_yc     =  -0.8217 %    iff(C)  (0°)
gam_xy+    =  1.8410 % iff(A)  All                 gam_xy-  =  -1.8410 %    iff(A)  All
Flexural strains
                        mode    crit. layers                mode    crit. layers
eps^f_x+   =  0.8498 %    ffc     1(0°)            eps^f_x-   =  -0.8498 %    ffc      4(0°)
eps^f_y+   =  0.8174 %    iff(A)  (0°)             eps^f_y-   =  -0.8174 %    iff(C)  (0°)
gam^f_xy+  =  1.8410 %    iff(A)  (0°)             gam^f_xy-  =  -1.8410 %    iff(A)  (0°)
Curvatures
                        mode    crit. layers                    mode            crit. layers
kappa_x+   =  27.7721 1/m  ffc     1(0°)            kappa_x-   =   -27.7721 1/m  ffc      4(0°)
kappa_y+   =  26.7131 1/m  iff(A)  (0°)             kappa_y-   =   -26.7131 1/m  iff(C)  (0°)
kappa_xy+  =  60.1648 1/m  iff(A)  (0°)             kappa_xy-  =  -60.1648 1/m  iff(A)  (0°)
>>
```

D – LA TEORIA DELLA PIASTRA DI MINDLIN.

Viene presentata la trattazione sulla Piastra di Mindlin, la cui teoria viene presa come riferimento nella formulazione FEM dell'elemento SHELL181 in ANSYS.

La piastra di Mindlin è un elemento tridimensionale con una dimensione molto più piccola rispetto alle altre due; si fa ricorso alla teoria di Mindlin durante una analisi FEM quando l'elemento non è né troppo sottile (rapporto h/L < 0.05, in tal caso si farebbe riferimento alla teoria di Kirchhoff o a quella dei gusci) ne troppo spessa (l'entità dello spessore è tale da poter essere confrontato con le altre due dimensioni, in tal caso si fa riferimento ad elementi SOLID).

L'approccio di Mindlin è legato a delle ipotesi iniziali, quali:

- Gli spostamenti verticali dei punti appartenenti ad una sezione inizialmente piana e perpendicolare rispetto al piano medio, sono tutti uguali, e corrispondono con gli spostamenti verticali dei punti appartenenti al piano medio in quella sezione.
- Gli spostamenti orizzontali sono nulli.
- La tensione normale al piano della piastra è nulla.
- Una sezione inizialmente piana e retta rispetto al piano medio della piastra, in configurazione deformata non rimane

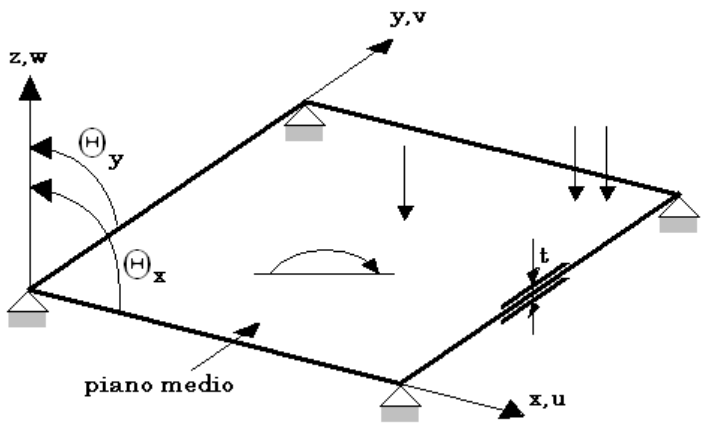


Fig. D1 - Schema di una Piastra di Mindlin.

L'ipotesi relativa alla non planarità della sezione in configurazione può considerarsi trascurabile; lo stesso non può dirsi per l'ipotesi di non-perpendicolarità in configurazione deformata della sezione inizialmente retta. Tale condizione porta i punti appartenenti alla normale ad essere allineati su una retta non più ortogonale al piano medio.

Tale fenomeno è dovuto alla deformabilità a taglio, non trascurabile per una piastra tozza; sulla base di queste ipotesi, tanto più la trave è sottile, tanto più è corretto

trascurare la deformabilità a taglio, potendo perciò rifarsi alla teoria della Piastra di Kirchhoff.

Nella figura riportata a destra viene riportata la configurazione deformata di una porzione della sezione della piastra nel piano XZ.

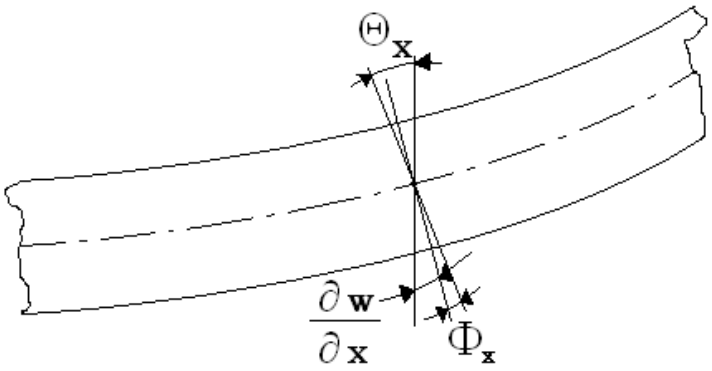


Fig. D2 - Porzione della piastra di Mindlin sul piano XZ.

La rotazione globale della sezione inizialmente retta rispetto all'asse verticale è pari a Θ_x, e tiene conto di due contributi, il primo dovuto alla rotazione della sezione a causa della flessione retta, il secondo dovuto allo scorrimento angolare a taglio della sezione. Le relazioni che legano tali grandezze sono riportate a destra.

piano xz:

$$\Theta_x = \frac{\partial w}{\partial x} + \Phi_x$$

piano yz:

$$\Theta_y = \frac{\partial w}{\partial y} + \Phi_y$$

Possiamo in primo luogo fissare il campo di spostamento di ogni singolo punto all'interno della piastra: esso sarà rappresentato da tre componenti, lungo x, y e z:

$$u\,(x,y,z) = -\,z\,\Theta_x\,(x,y)$$

$$v\,(x,y,z) = -\,z\,\Theta_y\,(x,y)$$

$$w\,(x,y,z) = w\,(x,y)$$

Il campo deformativo viene ricavato sfruttando le relazioni cinematiche:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -\,z\,\frac{\partial \Theta_x}{\partial x} \qquad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -\,z\left(\frac{\partial \Theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \Theta_y}{\partial x}\right)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -\,z\,\frac{\partial \Theta_y}{\partial y} \qquad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = -\,\Theta_x + \frac{\partial w}{\partial x} = -\,\Phi_x$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = -\,\Theta_y + \frac{\partial w}{\partial y} = -\,\Phi_y$$

Come è stato già anticipato nelle ipotesi iniziali, la deformazione normale ε_z è nulla.

Le componenti della deformazione legate alla rotazione angolare flettente sono ε_x, ε_y e γ_{xy}; le restanti componenti provocano invece una deformazione a taglio.
Nell'ipotesi di Kirchhoff, la rotazione totale della sezione è esattamente pari a quella dovuta alla flessione, perciò i termini Φ_x e Φ_y si annullano, rendendo pari a zero anche le deformazioni a taglio γ_{xz} e γ_{yz}.
Si riportano in forma vettoriale le relazioni cinematiche:

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ \dots \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -z\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial x} \\ -z\dfrac{\partial \Theta_y}{\partial y} \\ -z\left(\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial y} + \dfrac{\partial \Theta_y}{\partial x}\right) \\ -\Theta_x + \dfrac{\partial w}{\partial x} = -\Phi_x \\ -\Theta_y + \dfrac{\partial w}{\partial y} = -\Phi_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_f \\ \dots \\ \varepsilon_c \end{Bmatrix}$$

E' evidente come le deformazioni dovute alla flessione e quelle dovute al taglio possano essere trattate separatamente; allo stesso modo, introducendo le relazioni costitutive, si possono trovare le componenti tensionali e si può verificare come fenomeni flessionali e taglianti siano disaccoppiabili.

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_f \\ \sigma_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_f & 0 \\ 0 & D_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_f \\ \varepsilon_c \end{Bmatrix}$$

$$D_f = \frac{E}{1-v^2}\begin{bmatrix} 1 & v & 0 \\ v & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-v}{2} \end{bmatrix} \qquad D_f = \begin{bmatrix} G & 0 \\ 0 & G \end{bmatrix}$$

Le espressioni ottenute per le sollecitazioni flettenti hanno andamento bi-triangolare, in accordo con la teoria della Scienza delle Costruzioni; le sollecitazioni taglianti τ_{xz} e τ_{yz} sono invece costanti, mentre la teoria classica afferma che il taglio ha un andamento parabolico, con valori nulli agli estremi delle due superfici e raggiunge invece il suo punto di massimo in corrispondenza della mezzeria.
Nella figura seguente viene esplicitata graficamente tale differenza:

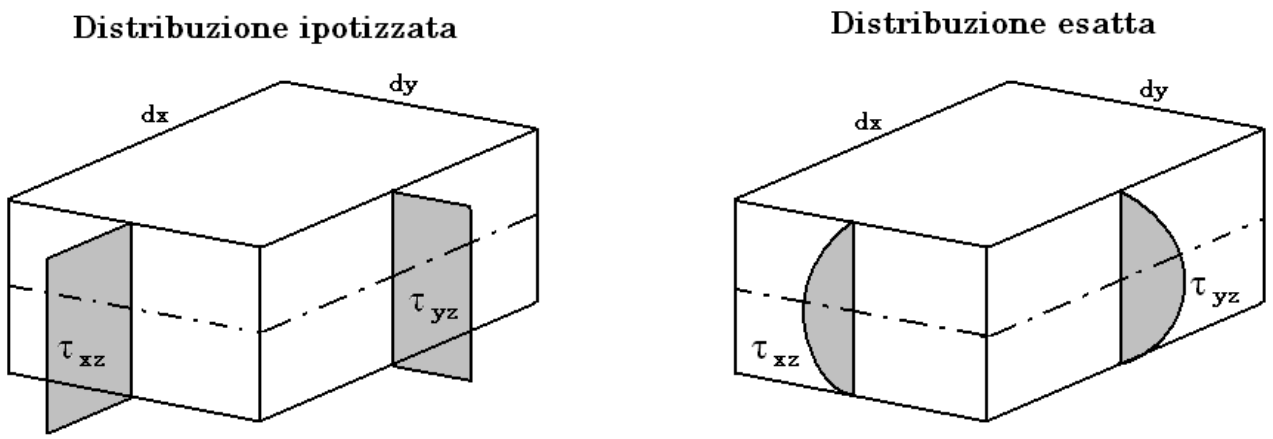


Fig. D3 - Diagrammi relativi alle sollecitazioni a taglio; a sinistra: teoria di Mindlin; a destra: distribuzione reale.

Tale discordanza tra la teoria della Scienza delle Costruzioni e l'ipotesi di Mindlin, viene introdotto un coefficiente correttivo α che varia a seconda della geometria considerata; per una piastra omogenea di spessore costante α è uguale a 5/6, in accordo con la Teoria della Trave di Timoshenko.
Vengono ora riportati i vettori relativi ai momenti **Mx**, **My**, **Mxy**, **Qx** e **Qy**.

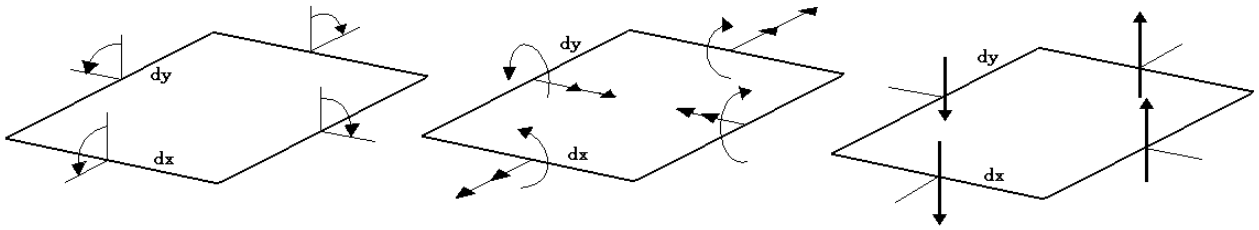


Fig. D4 - Diagrammi delle sollecitazioni sulla piastra di Mindlin.

Il vettore delle caratteristiche tensionali per la Piastra di Mindlin non è σ, ma $\hat{\sigma}$:

$$\hat{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_f \\ \sigma_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \\ Q_x \\ Q_y \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \begin{Bmatrix} z\,\sigma_x \\ z\,\sigma_y \\ z\,\tau_{xy} \\ \cdots \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} dz = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \begin{Bmatrix} z\,\sigma_f \\ \sigma_c \end{Bmatrix} dz = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \begin{Bmatrix} D_f\, z \begin{Bmatrix} -z\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial x} \\ -z\dfrac{\partial \Theta_y}{\partial y} \\ -z\left(\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial y} + \dfrac{\partial \Theta_y}{\partial x}\right) \end{Bmatrix} \\ D_c \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial w}{\partial x} - \Theta_x \\ \dfrac{\partial w}{\partial y} - \Theta_y \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} dz = \begin{Bmatrix} \dfrac{t^3}{12} D\, \hat{\varepsilon}_f \\ t\, D_c\, \hat{\varepsilon}_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{D}_f\, \hat{\varepsilon}_f \\ \hat{D}_c\, \hat{\varepsilon}_c \end{Bmatrix}$$

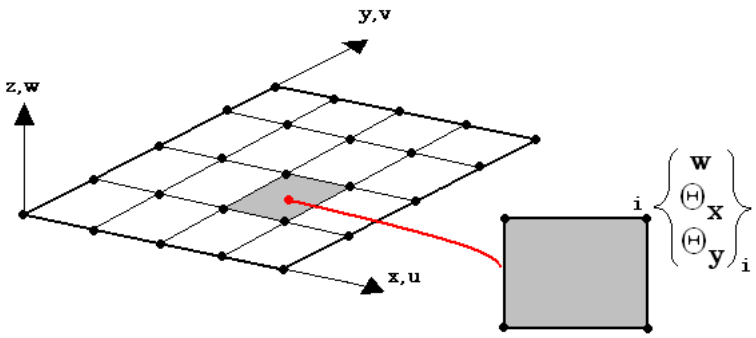


Fig. D5 - Elemento finito piastra rettangolare MCZ.

Anche in questo frangente è stato possibile scindere le sollecitazioni flettenti e quelle dovute al taglio.

Considerando ora un elemento piastra costituito da 4 nodi in corrispondenza dei vertici ed associando ad ognuno di questi nodi 3 g.d.l., otteniamo globalmente 12 g.d.l. per ogni elemento di tipo piastra di Mindlin; tale elemento è particolarmente noto, e viene denominato elemento piastra MCZ.

Lo scopo è ora quello di esprimere il campo di spostamento in funzione dei soli g.d.l. nodali, sfruttando le funzioni di forma, espresse dalla matrice [N]:

$$\hat{u} = \begin{Bmatrix} w \\ \Theta_x \\ \Theta_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} \begin{Bmatrix} N_i w_i \\ N_i \Theta_{xi} \\ N_i \Theta_{yi} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & \cdots & N_n & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & \cdots & 0 & N_n & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & \cdots & 0 & 0 & N_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_1 \\ \Theta_{x_1} \\ \Theta_{y_1} \\ \vdots \\ w_n \\ \Theta_{x_n} \\ \Theta_{y_n} \end{Bmatrix} = \left[N_1 , N_2 , \ldots\ldots , N_n \right] \begin{Bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{Bmatrix} = N\, a^{(e)}$$

Oltre al campo di spostamento è possibile legare anche il campo deformativo agli spostamenti nodali, sfruttando le relazioni cinematiche:

$$\hat{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_f \\ \varepsilon_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial x} \\ -\dfrac{\partial \Theta_y}{\partial y} \\ -\left(\dfrac{\partial \Theta_x}{\partial y} + \dfrac{\partial \Theta_y}{\partial x}\right) \\ \dfrac{\partial w}{\partial x} - \Theta_x \\ \dfrac{\partial w}{\partial y} - \Theta_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} \begin{Bmatrix} -\dfrac{\partial N_i}{\partial x}\Theta_{xi} \\ -\dfrac{\partial N_i}{\partial y}\Theta_{yi} \\ -\left(\dfrac{\partial N_i}{\partial y}\Theta_{xi} + \dfrac{\partial N_i}{\partial x}\Theta_{yi}\right) \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial x} w_i - N_i \Theta_{xi} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial y} w_i - N_i \Theta_{yi} \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} \begin{Bmatrix} B_{fi} \\ B_{ci} \end{Bmatrix} a_i^{(e)} = \left[B_1 , \ldots\ldots , B_n \right] \begin{Bmatrix} a_1^{(e)} \\ \vdots \\ a_n^{(e)} \end{Bmatrix} = B\, a^{(e)}$$

In questo caso la matrice che lega il campo di deformazione e gli spostamenti nodali è [B], la matrice deformativa.
Essa tiene conto di due contributi, uno flettente e uno tagliante:

$$B_i = \begin{Bmatrix} B_{fi} \\ \cdots \\ B_{ci} \end{Bmatrix} \qquad B_{fi} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\partial N_i}{\partial y} \\ 0 & -\frac{\partial N_i}{\partial y} & -\frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix} \qquad B_{ci} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & -N_i & 0 \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 & -N_i \end{bmatrix}$$

E' fondamentale notare come la matrice $[B_{fi}]$ sia costituita esclusivamente da valori costanti, garantendo all'interno della matrice $[K_{ij}]_f$ esclusivamente termini costanti.

$$K_{ij}^{(e)} = \iint_{A^{(e)}} B_i^T \ \hat{D} \ B_j \ dA$$

Lo stesso non si può dire per la matrice $[B_{ci}]$, contenente termini lineari rispetto ad x.
In questo modo la matrice $[K_{ij}]_c$ conterrà termini polinomiali di grado 2.
Sulla base di tali considerazioni, per valutare all'interno di ogni elemento piastra la matrice di rigidezza, è sufficiente 1 solo punto di Gauss per il contributo flettente, mentre ne sono necessari almeno due per il contributo tagliante.
Il vettore dei termini noti, cioè dei carichi applicati alla struttura, viene calcolato in forma integrale dall'espressione:

$$f_i^{(e)} = \iint_{A^{(e)}} N_i \ [q,0,0] \ dA$$

E - SHELL181 - INPUT SUMMARY.

Nodes

I, J, K, L

Degrees of Freedom

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ if KEYOPT(1) = 0

UX, UY, UZ if KEYOPT(1) = 1

Real Constants

TK(I), TK(J), TK(K), TK(L), THETA, ADMSUA

E11, E22, E12, DRILL, MEMBRANE, BENDING

See Table 181.1: SHELL181 Real Constants for more information.

If a SHELL181 element references a valid shell section type, any real constant data specified will be ignored.

Material Properties

EX, EY, EZ, (PRXY, PRYZ, PRXZ, or NUXY, NUYZ, NUXZ),

ALPX, ALPY, ALPZ (or CTEX, CTEY, CTEZ or THSX, THSY, THSZ),

DENS, GXY, GYZ, GXZ

Specify DAMP only once for the element (use **MAT** command to assign material property set). REFT may be provided once for the element, or may be assigned on a per layer basis. See the discussion in "SHELL181 Input Summary" for more details.

Surface Loads

Pressures --

face 1 (I-J-K-L) (bottom, in +N direction),

face 2 (I-J-K-L) (top, in -N direction),

face 3 (J-I), face 4 (K-J), face 5 (L-K), face 6 (I-L)

Body Loads

Temperatures --

For KEYOPT(1) = 0 (Bending and membrane stiffness):

T1, T2, T3, T4 (at bottom of layer 1), T5, T6, T7, T8 (between layers 1-2); similarly for between next layers, ending with temperatures at top of layer NL(4*(NL+1) maximum). Hence, for one-layer elements, 8 temperatures are used.

For KEYOPT(1) = 1 (Membrane stiffness only):

T1, T2, T3, T4 for layer 1, T5, T6, T7, T8 for layer 2, similarly for all layers (4*NL maximum). Hence, for one-layer elements, 4 temperatures are used.

Special Features

Plasticity (PLASTIC, BISO, MISO, NLISO, BKIN, MKIN, KINH, CHABOCHE, HILL)

Hyperelasticity (AHYPER, HYPER, BB, CDM)

Viscoelasticity (PRONY, SHIFT)

Viscoplasticity/Creep (CREEP, RATE)

Elasticity (ELASTIC, ANEL)

Other material (USER, SDAMP)

Stress stiffening

Large deflection

Large strain

Initial state

Nonlinear stabilization

Automatic selection of element technology

Birth and death

Section definition for layered shells and preintegrated shell sections for input of homogenous section stiffnesses

Items in parentheses refer to data tables associated with the **TB** command. See "Structures with Material Nonlinearities" in the Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications for details of the material models.

See Automatic Selection of Element Technologies and **ETCONTROL** for more information about selecting element technologies.

KEYOPT(1)

Element stiffness:

0 --

Bending and membrane stiffness (default)

1 --

Membrane stiffness only

2 --

Stress/strain evaluation only

KEYOPT(3)

Integration option:

0 --

Reduced integration with hourglass control (default)

2 --

Full integration with incompatible modes

KEYOPT(4)

Nonlinear shell thickness-update algorithm:

0 --

Constitutive algorithm (default)

1 --

Incompressible algorithm

KEYOPT(8)

Specify layer data storage:

0 --

Store data for bottom of bottom layer and top of top layer (multi-layer elements) (default)

1 --

Store data for TOP and BOTTOM, for all layers (multi-layer elements)

Note: Volume of data may be excessive.

2 --

Store data for TOP, BOTTOM, and MID for all layers; applies to single- and multi-layer elements

KEYOPT(9)

User thickness option:

0 --

No user subroutine to provide initial thickness (default)

1 --

Read initial thickness data from user subroutine UTHICK

Note: See the Guide to ANSYS User Programmable Features for user written subroutines

Table 181.1 SHELL181 Real Constants

No.	Name	Description
1	TK(I)	Thickness at node I
2	TK(J)	Thickness at node J
3	TK(K)	Thickness at node K
4	TK(L)	Thickness at node L
5	THETA	Angle of first surface direction, in degrees
6	ADMSUA	Added mass per unit area
7	E_{11}	Transverse shear stiffness[2]
8	E_{22}	Transverse shear stiffness[2]
9	E_{12}	Transverse shear stiffness[2]
10	Drill Stiffness Factor	In-plane rotation stiffness[1,2]
11	Membrane HG Factor	Membrane hourglass control factor[1,2]
12	Bending HG Factor	Bending hourglass control factor[1,2]

1. Valid values for these real constants are any positive number. However, we recommend using values between 1 and 10. If you specify 0.0, the value defaults to 1.0.
2. ANSYS provides default values.

SHELL181 Element Output Definitions

Name	Definition	O	R
EL	Element number and name	-	Y
NODES	Nodes - I, J, K, L	-	Y
MAT	Material number	-	Y
THICK	Average thickness	-	Y
VOLU:	Volume	-	Y
XC, YC, ZC	Location where results are reported	-	4
PRES	Pressures P1 at nodes I, J, K, L; P2 at I, J, K, L; P3 at J,I; P4 at K,J; P5 at L,K; P6 at I,L	-	Y
TEMP	T1, T2, T3, T4 at bottom of layer 1, T5, T6, T7, T8 between layers 1-2, similarly for between next layers, ending with temperatures at top of layer NL(4*(NL+1) maximum)	-	Y
LOC	TOP, MID, BOT, or integration point location	-	1
S:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Stresses	3	1
S:INT	Stress intensity	-	1
S:EQV	Equivalent stress	-	1

EPEL:X, Y, Z, XY	Elastic strains	3	1
EPEL:EQV	Equivalent elastic strains [7]	3	1
EPTH:X, Y, Z, XY	Thermal strains	3	1
EPTH:EQV	Equivalent thermal strains [7]	3	1
EPPL:X, Y, Z, XY	Average plastic strains	3	2
EPPL:EQV	Equivalent plastic strains [7]	3	2
EPCR:X, Y, Z, XY	Average creep strains	3	2
EPCR:EQV	Equivalent creep strains [7]	3	2
EPTO:X, Y, Z, XY	Total mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y	-
EPTO:EQV	Total equivalent mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y	-
NL:EPEQ	Accumulated equivalent plastic strain	-	2
NL:CREQ	Accumulated equivalent creep strain	-	2
NL:SRAT	Plastic yielding (1 = actively yielding, 0 = not yielding)	-	2
NL:PLWK	Plastic work	-	2
NL:HPRES	Hydrostatic pressure	-	2
SEND:ELASTIC, PLASTIC, CREEP	Strain energy densities	-	2
N11, N22, N12	In-plane forces (per unit length)	-	Y
M11, M22, M12	Out-of-plane moments (per unit length)	-	8
Q13, Q23	Transverse shear forces (per unit length)	-	8
ε_{11}, ε_{22}, ε_{12}	Membrane strains	-	Y
k_{11}, k_{22}, k_{12}	Curvatures	-	8
γ_{13}, γ_{23}	Transverse shear strains	-	8
LOCI:X, Y, Z	Integration point locations	-	5
SVAR:1, 2, ... , N	State variables	-	6
ILSXZ	SXZ interlaminar shear stress	-	Y
ILSYZ	SYZ interlaminar shear stress	-	Y
ILSUM	Magnitude of the interlaminar shear stress vector	-	Y
ILANG	Angle of interlaminar shear stress vector (measured from the element x-axis toward the element y-axis in degrees)	-	Y
Sm: 11, 22, 12	Membrane stresses	-	Y
Sb: 11, 22, 12	Bending stresses	-	Y
Sp: 11, 22, 12	Peak stresses	-	Y
St: 13, 23	Averaged transverse shear stresses	-	Y

F – DATASHEET GRAFTECH PER LA SCHIUMA GRAFOAM FPA-10.

Material	Note: Poisson's ratio: because of the material is anisotropic, Poisson's ratio is not a single number; GTIH suggest checking on both values: 0.071 & 0.35 moduli are calculated based on new sets of specimens measured using sonic test method *300psi baseline ("punch" test).	Note: Poisson's ratio: because of the material is anisotropic, Poisson's ratio is not a single number; GTIH suggest checking on both values: 0.18 & 0.5 moduli are calculated based on new sets of specimens measured using sonic test method * 670 psi - "punch" test result; 375 psi - torsion test
	GRAFOAM(R) FPA-10 Carbon Foam	**GRAFOAM(R) FPA-20 Carbon Foam**
Stiffness Modulus (E) Direction 1 (psi)	106,000 psi	280,000 psi
Stiffness Modulus (E) Direction 2 (psi)	53,000 psi	205,000 psi
Shear Modulus (G) Direction 12 (psi)	29,000 psi	94,000 psi
Shear Modulus (G) Direction 1z (psi)	29,000 psi	94,000 psi
Shear Modulus (G) Direction 2z (psi)	24,000 psi	87,000 psi
Poisson's Ratio (nu)	0.07, 0.35	0.18, 0.50
Direction 1 Tension Stress Limits (psi) (or Strain Limits in/in)	566 psi	704 psi
Direction 2 Tension Stress Limits (psi) (or Strain Limits, in/in)	392 psi	526 psi
Direction 1 Compression Stress Limits (psi) (or Strain Limits)	900 psi	3,070 psi
Direction 2 Compression Stress Limits (psi) (or Strain Limits in/in)	575 psi	2,220 psi
Shear Stress Limits (psi) (or Strain Limits in/in)	300 psi*	670 psi*
Mass Density, lb/cu in	0.00579	0.01179

Datasheet Grafoam-FPA10 ed FPA20

G – FILE ESPORTAZIONE DELLA SCHIUMA GRAFOAM FPA-10 PER ACP.

```
# coding=cp1252
# ---------------------------------------------------------
# ESAComp FE export to ANSYS Composite PrepPost (ACP)
# Componeering Inc. - www.esacomp.com
#
# Created by ESAComp 4.1, Wed Feb 23 13:26:02 2011
#
# Case name :      Grafoam_10
# Modified :       Wed Feb 23 13:02:10 2011
# Case directory : C:/\INFN-Fabio\ESAComp
#
# Unit system :    [N,mm,1e3kg,s,°C]
#
# Ply              Grafoam_10
#                  Wed Feb 23 13:02:10 2011
#
# ---------------------------------------------------------
#
for model in db.models.values():
#
### Material from ESAComp Ply 'Grafoam_10'
  if 'Grafoam_10' not in model.material_data.materials.keys():
    mat = model.material_data.create_material( name='Grafoam_10')
  else:
    mat = model.material_data.materials['Grafoam_10']
  mat.ply_type = 'homogeneous_core'
  mat.E1 = 731
  mat.E2 = 731
  mat.E3 = 731
  mat.G12 = 270.74074074074
  mat.G23 = 270.74074074074
  mat.G31 = 270.74074074074
  mat.nu12 = 0.35
  mat.nu13 = 0.35
  mat.nu23 = 0.35
  mat.rho = 1.6e-010
```

```
  mat.stress_limits.Sxy = 2.07
  mat.stress_limits.Sxz = 2.07
  mat.stress_limits.Syz = 2.07
  mat.stress_limits.Xc = 6.2
  mat.stress_limits.Xt = 3.9
  mat.stress_limits.Yc = 6.2
  mat.stress_limits.Yt = 3.9
  mat.stress_limits.Zc = 6.2
  mat.stress_limits.Zt = 3.9
  mat.strain_limits.eSxy = 0.00764569083447334
  mat.strain_limits.eXc = 0.00848153214774282
  mat.strain_limits.eXt = 0.00533515731874145
  mat.strain_limits.eYc = 0.00848153214774282
  mat.strain_limits.eYt = 0.00533515731874145
  mat.update()
#
### Fabric from ESAComp Ply 'Grafoam_10'
  if 'Grafoam_10' not in model.material_data.fabrics.keys():
    fab = model.material_data.create_fabric( name='Grafoam_10')
  else:
    fab = model.material_data.fabrics['Grafoam_10']
  fab.material = model.material_data.materials['Grafoam_10']
  fab.thickness = 2
  fab.update()
```

H – FILE ESPORTAZIONE DELLA SCHIUMA KFOAM PER ACP.

```
<<
# coding=cp1252
# ------------------------------------------------------------
# ESAComp FE export to ANSYS Composite PrepPost (ACP)
# Componeering Inc. - www.esacomp.com
#
# Created by ESAComp 4.1, Tue Feb 08 13:13:26 2011
#
# Unit system :    [N,mm,1e3kg,s,°C]
#
# Ply              KFoam_Grade_D1
#                  Tue Feb 08 13:12:14 2011
# ------------------------------------------------------------
#
for model in db.models.values():
#
### Material from ESAComp Ply 'KFoam_Grade_D1'
   if 'KFoam_Grade_D1' not in model.material_data.materials.keys():
      mat = model.material_data.create_material( name='KFoam_Grade_D1')
   else:
      mat = model.material_data.materials['KFoam_Grade_D1']
   mat.ply_type = 'homogeneous_core'
   mat.E1 = 310              !MPa
   mat.E2 = 310
   mat.E3 = 310
   mat.G12 = 150.30303030303
   mat.G23 = 150.30303030303
   mat.G31 = 150.30303030303
   mat.nu12 = 0.03125
   mat.nu13 = 0.03125
   mat.nu23 = 0.03125
   mat.rho = 4.8e-010        !t/mm3
   mat.stress_limits.Sxy = 0.89
   mat.stress_limits.Sxz = 0.89
   mat.stress_limits.Syz = 0.89
   mat.stress_limits.Xc = 2.5
   mat.stress_limits.Xt = 6.8
   mat.stress_limits.Yc = 2.5
   mat.stress_limits.Yt = 6.8
   mat.stress_limits.Zc = 2.5
   mat.stress_limits.Zt = 6.8
   mat.strain_limits.eSxy = 0.00592137096774195
   mat.strain_limits.eXc = 0.00806451612903226
   mat.strain_limits.eXt = 0.0219354838709677
   mat.strain_limits.eYc = 0.00806451612903226
   mat.strain_limits.eYt = 0.0219354838709677
   mat.update()
### Fabric from ESAComp Ply 'KFoam_Grade_D1'
   if 'KFoam_Grade_D1' not in model.material_data.fabrics.keys():
      fab = model.material_data.create_fabric( name='KFoam_Grade_D1')
   else:
      fab = model.material_data.fabrics['KFoam_Grade_D1']
   fab.material = model.material_data.materials['KFoam_Grade_D1']
   fab.thickness = 3.388
   fab.update()
>>
```

BIBLIOGRAFIA

- KLOE Drift Chamber Group - Electrostatic digital method of wire tension measurement for KLOE drift chamber – Elsevier Science, 1998.
- F. Grancagnolo - Full scale prototype of the KLOE drift chamber – Elsevier Science, 1995.
- KLOE Drift Chamber Group - Results from the full-length prototype of the KLOE Drift Chamber – Elsevier Science, 1998.
- S. Dell'Agnello - Status of construction of the KLOE drift chamber - Elsevier Science, 1997.
- F. Lacava - Test of a small KLOE drift chamber prototype in magnetic field - Elsevier Science, 1997.
- KLOE Drift Chamber Group - Test of a small prototype of the KLOE drift chamber in magnetic field - Elsevier Science, 2000.
- S. Spagnolo - The full scale prototype of the KLOE Drift Chamber at DAΦNE - Elsevier Science, 1997.
- A. Santaloia – Problemi strutturali di un rivelatore di particelle, 2009.
- KLOE Drift Chamber Group – The full-length prototype of the KLOE drift chamber - Elsevier Science, 1997.
- KLOE Drift Chamber Group – The KLOE Drift Chamber - Elsevier Science, 1996.
- A. Calcaterra – The KLOE Drift Chamber - Elsevier Science, 1997.
- KLOE Drift Chamber Group – The KLOE Drift Chamber construction - Elsevier Science, 1998.
- A. Ferrari – The KLOE Drift Chamber - Elsevier Science, 2002.
- KLOE Drift Chamber Group – The KLOE drift chamber VCI 2001 – Elsevier Science, 2002.
- R. Pecora – Analisi della lamina ortotropa e teoria classica dei laminati – Appunti del Corso di strutture aeronautiche.
- Paul Joseph Myslinski - Analysis of cyanate ester resins and graphite fabric for use in resin film infusion processing, 1997.
- Grafoam FPA-10 FPA-20 Carbon Foam Graftech Datasheet.
- S. Giliberto, S. Rinaldi – Dispense sui materiali compositi – Università degli Studi di Catania.
- A. Grasso – Elettronica per rivelatori a gas, 2004.
- M. Diemoz, F. Ferroni – LHC, alla frontiera dell'energia.
- F. Grancagnolo, G. Zavarise, L. De Lorenzis, A. Maffezzoli - Studio per la realizzazione di una proposta di camera a deriva come rivelatore tracciante dell'esperimento Mu2e al Fermilab.
- A. L'Erario – Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei Materiali - Definizione e Caratterizzazione dei Materiali Costituenti Rivelatori Traccianti ad Alta Trasparenza.
- E. Romanelli – Rivelatori a gas, 2007.
- Dispense Università di Roma - Rivelatori di posizione a ionizzazione.
- A. Chini – I rivelatori di particelle utilizzati presso in CERN di Ginevra, 2007.
- G. Maccarrone, M. Beretta, V. Russo, B. Ponzio – Rivelazione dei raggi cosmici con Camere a Drift – 2002.
- SAATI Composite Datasheet – Prepreg Unidirectional Carbon Fiber.
- Dispense sulla Teoria Classica della Laminazione.
- ANSYS Help.
- Ansys Composite PrepPost Documentation.
- ModeFRONTIER manual.
- ESAComp Tutorials and Guide.

LINK UTILI

- http://www.le.infn.it/
- http://www.lnf.infn.it/
- http://it.wikipedia.org/
- http://www.enginsoft.it/
- http://www.ansys.com/
- http://www.esteco.com/
- http://www.modefrontier.com/
- http://www.esacomp.com/
- http://ing.unisalento.it

RINGRAZIAMENTI

La prima persona a cui mi sento di rivolgere il mio più sentito ringraziamento è senza dubbio Alessandro S., un amico veramente importante, soprattutto in questi ultimi due anni; grazie a lui oggi non sarei neanche a conoscenza di un mondo che invece a piccoli passi mi si sta aprendo davanti agli occhi e che spero possa presto regalare a me, ma in particolare a lui, tantissime soddisfazioni personali.

Il mio pensiero si sposta ora ai miei genitori, le due persone a cui dedico con tutto il mio cuore questo mio lavoro. Non sarebbero sufficienti mille pagine per descrivere la loro pazienza nei miei confronti, la loro impazienza nel vedermi realizzato e felice e l'enorme passione con la quale hanno seguito in prima linea, ma con discrezione,tutte le vicende durante l'intera carriera universitaria. Sono stati in grado di accompagnarmi con grande coinvolgimento in tutte le mie azioni, sudando e gioendo insieme a me, ma senza mai intervenire nelle mie decisioni; per questo ringrazio mio Padre e mia Madre per la fiducia e regalo a loro questo intenso momento di felicità.

Ringrazio con particolare coinvolgimento ed entusiasmo anche Federica, la persona che più di altre si è ritrovata a starmi vicino nei momenti più difficili ma che col suo amore ha saputo tirarmi su in ogni situazione, facendomi sempre riscoprire il lato migliore delle cose e illuminando il mio cammino con l'ottimismo dei suoi occhi cristallini, ingenui e scintillanti.

Mi ritrovo immerso in un incontrollabile uragano di sentimenti e commozione quando penso invece alle mie due nonne, che in maniera crudele e prematura mi hanno lasciato impotente, inerme, qui, incapace di ripagare il loro amore che fino a pochissimo tempo fa mi regalavano incondizionatamente. La mia fede in Dio mi spinge però a pensare che qualcosa di più alto, nobile e straordinario ripagherà adeguatamente la loro perfezione terrena. Mi auguro che possano avere un occhio di riguardo per i miei due nonni e che possano riposare in pace continuando ad assistermi nei momenti più importanti della mia vita, in attesa di poterle un giorno riabbracciare calorosamente per poter raccontare loro questo meraviglioso momento, intiepidito però dalla loro triste ed impietosa assenza.

Un grande risultato è sempre figlio di un grande lavoro di squadra; in questo caso l'affermazione è decisamente appropriata e congeniale, vista la grande serietà e rigore con cui hanno lavorato tutti coloro che hanno collaborato alla realizzazione del presente lavoro di tesi.

A tal proposito un sentito ringraziamento va in primis al mio relatore, il Prof. Giorgio Zavarise, che con il suo carisma, la sua professionalità e soprattutto i suoi consigli ha garantito la perfetta riuscita di tutto il lavoro, nel rispetto degli obiettivi prefissati e dei tempi attesi: una garanzia!
Puntuale ed eccellente la collaborazione con il Prof. Maffezzoli, sempre illuminante nella fase di pianificazione del progetto e straordinariamente brillante nella capacità di indicare la via ottimale per quanto riguarda le scelte progettuali.
Prestigio, serietà e fantasia sono le tre parole che attribuirei al Prof. Grancagnolo, una grande persona che dal primo all'ultimo giorno mi ha onorato della sua disponibilità, fornendomi in ogni momento gli strumenti necessari per lavorare al meglio. Nonostante la sua carriera esemplare, è sempre stato in grado di ascoltarmi vagliando con estrema attenzione ogni mia decisione o considerazione; spero di poter continuare a godere dei suoi insegnamenti, soprattutto in termini di passione e pathos verso un progetto.
Un ringraziamento particolare vorrei ora rivolgerlo nei confronti del mio tutor aziendale presso EnginSoft, l'Ing. Marco Perillo, che rappresenta professionalmente per me un esempio del perfetto ingegnere, l'incontro tra concretezza e versatilità. E' formidabile il modo in cui io sia riuscito a cambiare il mio modo di pensare e vedere le cose dal momento in cui è stata avviata la collaborazione con Enginsoft; al di là dei consigli ricevuti per la fase progettuale della camera, la profonda diversità tra l'ottica aziendale e quella accademica mi è ora evidente, e questo grazie ai suoi consigli, sempre diretti e schietti; la mia intima speranza è quella di poter continuare a collaborare con lui, la chiave per il mio continuo miglioramento umano e professionale.
Non posso assolutamente dimenticare tutti coloro che hanno collaborato attivamente a questo progetto, nello stesso tempo menti e braccia di questa squadra: mi riferisco naturalmente ai tecnici Alessandro Miccoli e Giuseppe Fiore del laboratorio CAD dell'INFN di Lecce, ai dottorandi e borsisti Lorenzo Indennidate, Alessia L'Erario e Simona Rella e a tutti i dipendenti di EnginSoft della sede di Mesagne; a tutti loro va un plauso e un sentito ringraziamento da parte mia.

Un ringraziamento va infine ai miei due fratelli, Andrea e Francesca, agli amici più cari, universitari e non, ed a tutti i miei parenti vicini e lontani; sono davvero felice di poter condividere questo momento anche con voi.
Grazie a tutti.

Fabio Rossetti.