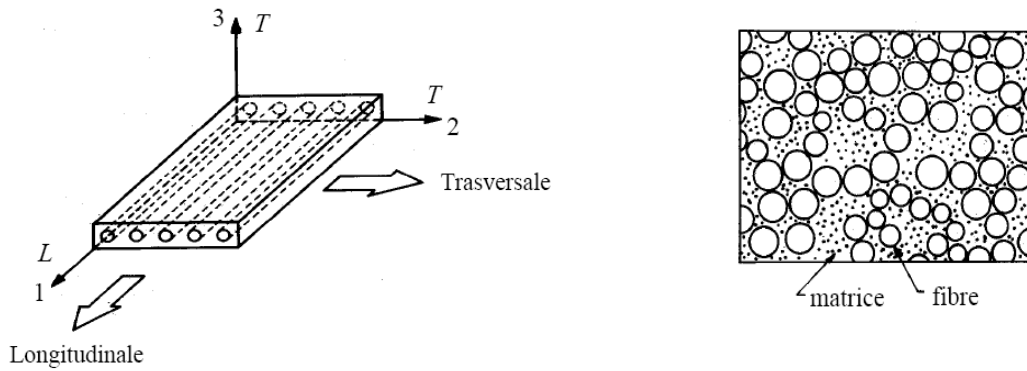


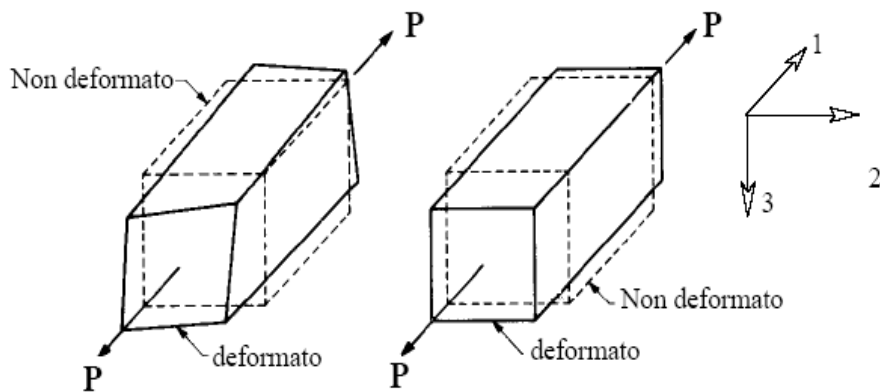
CENNI DI CALCOLO

I materiali compositi sono anisotropi ed eterogenei; le proprietà meccaniche variano con la direzione e da punto a punto. C'è una direzione preferenziale che ha proprietà resistenziali molto migliori rispetto alle altre due.



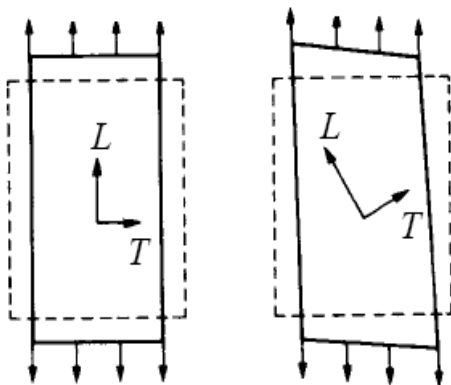
Ci sono più lamine a formare un componente per questo vengono chiamati laminati.

La lamina è **ORTOTROPA** quando presenta tre piani di simmetria (mutualmente ortogonali) per le proprietà meccaniche.



Le sollecitazioni di trazione lungo le tre direzioni naturali non producono scorrimenti, ma solo deformazioni lineiche

La lamina è **TRASVERSALMENTE ISOTROPA** ovvero tutte le direzioni nel piano trasversale sono invarianti



Micromeccanica delle Lamina:

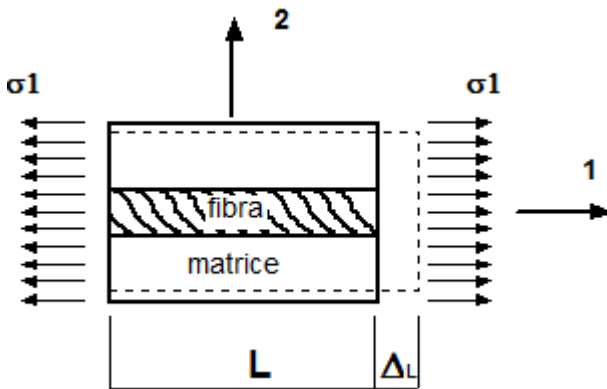
La micromeccanica è lo studio delle principali proprietà meccaniche della lamina a partire dalle proprietà meccaniche di Fibre e Matrice e dalla loro interazione. Le caratteristiche delle fibre e della matrice vengono considerate separatamente. Prese singolarmente sono:

- Omogenee
- Elastico lineari
- Isotrope

Per fare una stima delle caratteristiche meccaniche del laminato si usa la regola delle miscele.

$$\rho_c = V_m \rho_m + V_f \rho_f$$

Si tratta di una media pesata attraverso la percentuale volumetrica delle corrispondenti proprietà di fibre e matrici. Possiamo considerare le fibre e la matrice come agenti in parallelo:

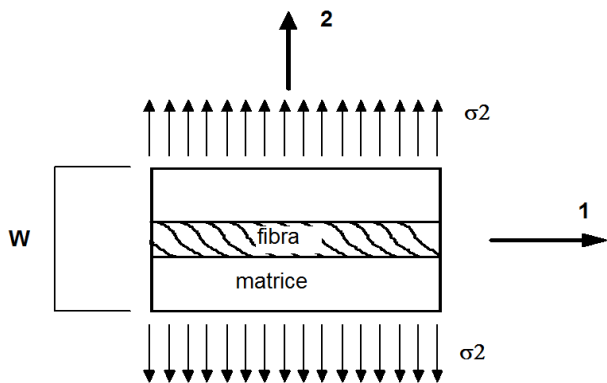


$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m$$

$$\nu_{12} = V_f \nu_f + V_m \nu_m$$

$$R_c = R_f V_f + R_m^{(f)} (1-V_f)$$

Oppure in serie:



$$E_2 = \frac{E_f E_m}{V_f E_m + V_m E_f}$$

$$G_{12} = \frac{G_m G_f}{V_f G_m + V_m G_f}$$

$$R_2 = R_m$$

MACROMECCANICA DELLE LAMINA

È lo studio della lamina considerata ortotropa ed omogenea con proprietà meccaniche globali apparenti, ovvero non viene considerata l'interazione fra i componenti.

Ci sono sei leggi costitutive che mettono in comunicazione sforzi e deformazioni, tramite una matrice 6x6

$$\sigma_i = C_{ij} \varepsilon_j \quad i, j = 1, \dots, 6 \quad C_{ij} = [6 \times 6] = 36$$

C_{ij} è la nostra vecchia matrice D.

Abbiamo bisogno di 36 costanti caratteristiche per definire la matrice; essendo la matrice simmetrica da 36 passiamo a 21 costanti caratteristiche.

Se il materiale è anisotropo dobbiamo considerare 21 costanti caratteristiche, ma essendo ortotropa la presenza di tre piani di simmetria mutuamente ortogonali ci consente di ridurre a 9 il numero delle costanti caratteristiche.

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

I termini nulli della matrice sono quelli che esprimono l'accoppiamento tra tensioni normali e scorrimenti e tra tensioni tangenziali e dilatazioni.

L'isotropia trasversale riduce a 5 le costanti caratteristiche indipendenti.

La singola lamina di piccolo spessore si può considerare in tensione piana:

$$\sigma_{33} = 0, \quad \tau_{23} = 0, \quad \tau_{31} = 0$$

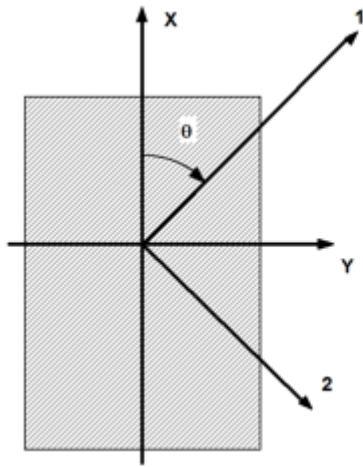
e quindi si ha:

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

Quindi le costanti indipendenti si riducono a 4:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & Q_{12} &= \frac{\nu_{12} E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{21} E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_{11}}{\nu_{12}} &= \frac{E_{22}}{\nu_{21}} \\ Q_{22} &= \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & Q_{66} &= G_{12} & & \end{aligned} \rightarrow$$

Nel caso in cui dovessimo considerare un cambio di coordinate, si possono legare gli sforzi (deformazioni) del sistema di riferimento X,Y a quelli del generico sistema di riferimento 1,2 tramite una matrice di trasformazione.



$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M^2 & N^2 & -2MN \\ N^2 & M^2 & 2MN \\ MN & -MN & M^2 - N^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}$$

$M = \cos\theta$ e $N = \sin\theta$

$|\mathbf{T}|^{-1}$

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = |\mathbf{T}|^{-1} \begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = |\mathbf{T}|^{-1} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = |\mathbf{T}|^{-1} \mathbf{Q} \begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = |\mathbf{T}|^{-1} \mathbf{Q} |\mathbf{T}| \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$$



Matrice di legame costitutivo trasformata
Rispetto al generico sistema di riferimento **x-y**

CRITERI DI RESISTENZA:

Sappiamo che per materiali metallici isotropi esistono varie teorie: La teoria di Von Mises, Tresca, Lavoro di distorsione, deformazione ecc...

La differenza in questo caso è che comunque dobbiamo avere un riferimento di tensione. Per materiali metallici isotropi si faceva in tensione equivalente → come risultato si aveva in uscita le Von Mises che venivano poi confrontate con un R_s o R_m del materiale per dopo dare un coefficiente di sicurezza. In caso di fatica il processo si complicava di più.

Vediamo adesso nel caso dello statico quali sono i due possibili criteri di resistenza per i materiali compositi.

CRITERIO DELLA TENSIONE MASSIMA

Il primo criterio che è quello più semplice è quello della "tensione massima".

$$\sigma_1 \cong R_1$$

$$\sigma_2 \cong R_2$$

$$|\tau_{12}| \cong R_{12}$$

Riferendosi sempre alle sigma ortotrope $\sigma_1 \sigma_2$ e a τ_{12} , si dice che il materiale si rompe quando una delle tre supera i limiti. Se le fibre sono in direzione 1 e si verifica la prima condizione questo significa che il materiale è in difficoltà e le fibre possono rompersi. Lo stesso caso vale per le fibre 2 ortogonali a 1. Se dovessi implementare questo criterio al FEM, dovrei imporre 3 condizioni di "IF". Se una delle 3 si verifica il calcolo viene fermato e il materiale si rompe.

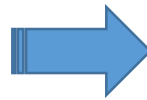
Nel caso sperimentale abbiamo un buon accordo solo se lo stato tensionale è monoassiale dove ci sono mutue interazioni.

Nel caso di sollecitazione lungo un asse diverso da 1 o 2;

$$\sigma_1 = \sigma_x \cos^2 \theta$$

$$\sigma_2 = \sigma_x \sin^2 \theta$$

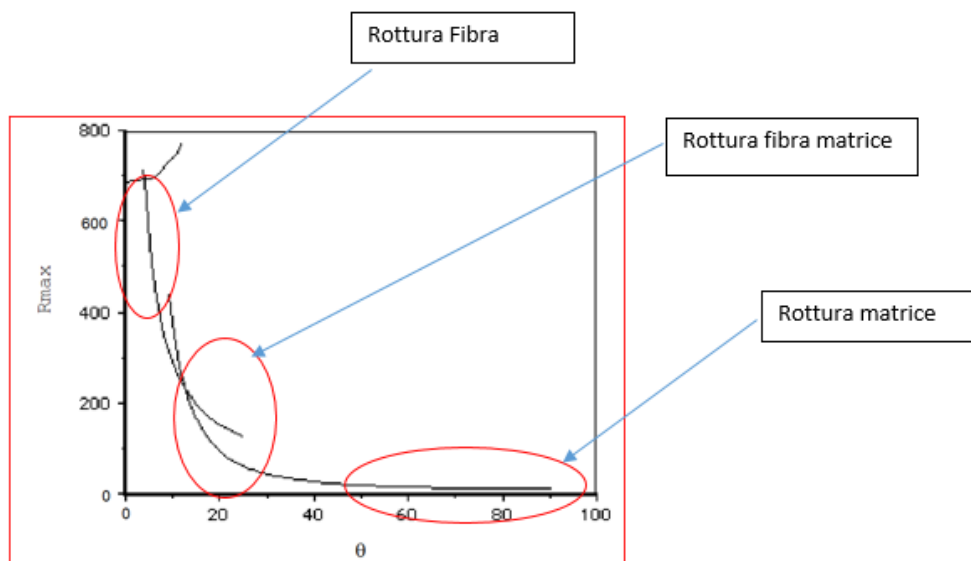
$$\tau_{12} = \sigma_x \sin \theta \cos \theta$$



$$\sigma_x \cong \frac{R_1}{\cos^2 \theta} \quad \sigma_x \cong \frac{R_2}{\sin^2 \theta}$$

$$\sigma_x \cong \frac{R_{12}}{\sin \theta \cos \theta}$$

Analizziamo ora il seguente grafico:



Il grafico rappresenta la resistenza di una lamina unidirezionale, ϑ è l'angolo tra il carico e le direzioni delle fibre unidirezionali. Nel caso di $\vartheta=0$ significa che il carico coincide con la direzione delle fibre per ciò si può vedere che la resistenza è massima. Dopodiché si può vedere che il materiale decrementa le proprie caratteristiche, perché spostandosi sempre di più il carico non nella direzione della fibra ma verso quella trasversale \rightarrow si crea una componente trasversale che riduce di parecchio la resistenza del componente. Fino al caso estremo a 90 gradi dove rompe solo la matrice. Nel grafico si possono ben identificare questi 3 tipi di rotture.

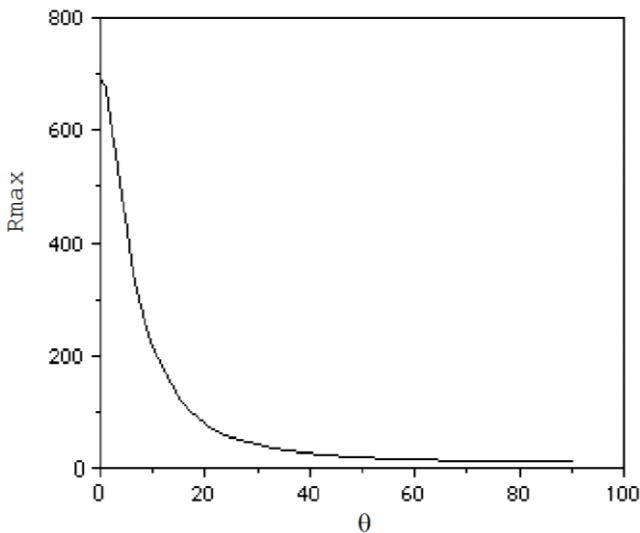
Per questo motivo nasce un criterio leggermente variato, in cui si cerca di inglobare tutti gli effetti. Questo criterio è simile al criterio di resistenza a fatica degli alberi (fatto durante il corso di costruzione di macchine).

CRITERIO DELLA MASSIMA ENERGIA DI DISTORSIONE (TSAI-HILL)

Secondo questo criterio, la condizione di rottura è data da:

$$\frac{\sigma_1^2}{R_1^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{R_1^2} + \frac{\sigma_2^2}{R_2^2} + \frac{\tau_{12}^2}{R_{12}^2} \leq 1$$

Questo tiene conto anche dell'interazione fra le tensioni in direzioni diverse, quindi è da ritenersi un criterio migliore di quello di prima. Anche per questo criterio possiamo vedere il grafico allegato:



Non si vedono i tre sotto-criteri ma un criterio unico.

Tra i due criteri visti questo è nettamente in vantaggio ma ciò non significa che sia migliore.

Si tendono a scegliere criteri che hanno come grafici linee con derivata continua, il motivo sta nel fatto che sono più trattabili dal punto di vista matematico. È più facile costruire una teoria senza imporre degli "IF".

La stessa analogia si può fare tra i criteri di Tresca e Von Mises.

La condizione di rottura per una tensione in una generica direzione non principale è data da:

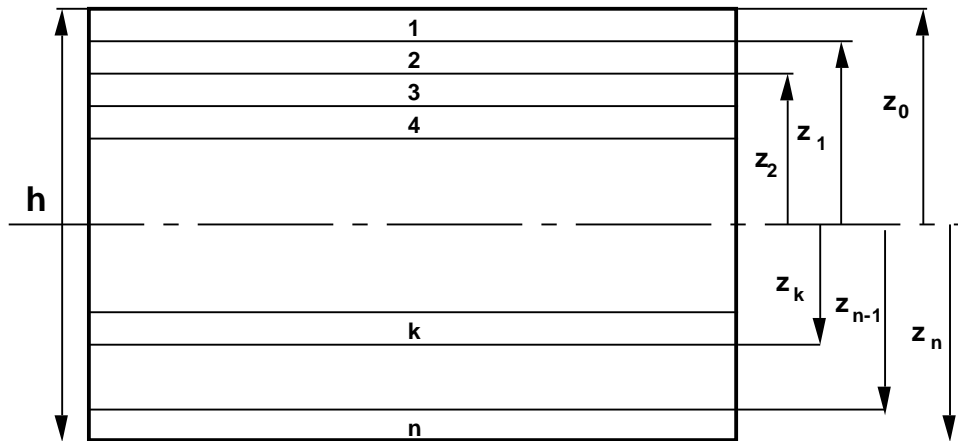
$$\sigma_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^4\theta}{R_1^2} + \left(\frac{1}{R_{12}^2} - \frac{1}{R_1^2}\right) \cos^2\theta \sin^2\theta + \frac{\sin^4\theta}{R_2^2}}}$$

ACCENNO TCL: TEORIA CLASSICA DELLA LAMINAZIONE

Fino ad ora abbiamo sempre parlato di una sola lamina, in realtà gli elementi che costruiamo sono a sequenza di lamina. Con una sola lamina di 0.2 mm ci si può costruire poco, diventa una sorta di foglio con una resistenza irrisoria. In realtà il grosso vantaggio dei materiali compositi è quello che di poter laminare in sequenza e creare resistenze e rigidità variabili nei piani, non isotrope ma dove preferiamo. Se avessi una flessione sarebbe giusto porre le fibre in maniera da accentuare la resistenza proprio sotto questa condizione di carico. Per questo motivo nascono i riempitivi ovvero gli honeycomb i quali facendomi inerzia permettono di distribuire le fibre a proprio vantaggio.

Vengono perciò definite delle sequenze di laminazione, ovvero l'impilamento di lamine che possono essere unidirezionali o a forma di tessuti:

Questo si fa con la teoria delle piastre:



Ci sono delle ipotesi alla base della trattazione:

- 1) Le lamine sono perfettamente incollate tra di loro, quindi ipotesi di continuità di spostamenti e deformazioni all'interfaccia.
- 2) Il laminato è considerato sottile quindi in stato piano di tensione (di solito si arriva massimo 6 mm di spessore)
- 3) Una deformazione della sezione rimane piana esattamente come nella teoria delle travi
- 4) ϵ_z trascurabile rispetto a ϵ_x ed ϵ_y
- 5) Spessore del laminato piccolo rispetto alle altre dimensioni

Nella teoria delle piastre si dice che: una deformazione della sezione rimane piana esattamente come la teoria delle travi.

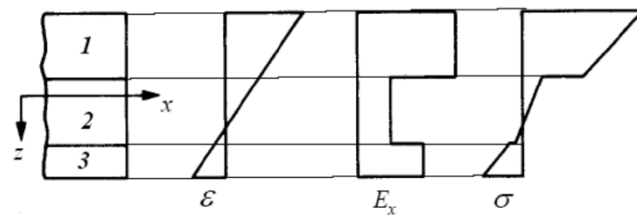
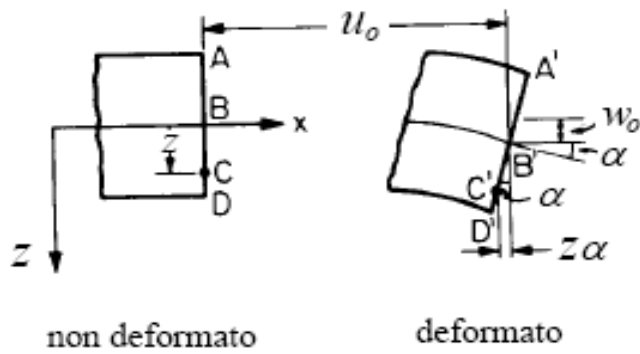
Si definiscono "effetti membranali" quelli dovuti ai carichi paralleli alla piastra, nel piano della piastra. Per capire meglio, immaginiamo un palloncino (elemento perfettamente membranale) che, quando viene gonfiato, resiste solo a sforzi che stanno nel piano locale della piastra.

Viceversa se si presenta anche una rigidità flessionale la piastra è detta flesso-membranale. Se ha resistenza anche a taglio è "flesso-membranale tagliante".

Quando parliamo di Shell si intendono elementi resistenti anche a flessione.

I materiali compositi sono principalmente flesso-membranali, cioè reagiscono a sforzi che stanno nel piano della piastra ma anche ortogonali alla piastra. Se vengono usati dei puramente membranali bisogna vincolarli nel modo corretto dato che possono essere labili.

Esistono anche elementi shell che cambiano la rigidità in funzione di quanto sono tirati (esempio: la fune che presenta rigidità solo se tirata).



Nel caso in cui si abbiano tre lamine, con le fibre disposte in modi differenti, ho moduli di Young diversi lungo la direzione X. Lo stato tensionale sarà comunque lineare, ma NON è più continuo, ma discontinuo perché il modulo di Young cambia, a seconda della lamina; ed è per questo che viene messa più fibra dove è più caricato il corpo, ottenendo a parità di carico una maggiore rigidità. Le tensioni quindi non sono continue, dato che a seconda della sequenza di laminazione che viene fatta si ottengono moduli di Young differenti.

Questa cosa crea qualche problema, dato che dovrà essere studiato del corpo, lamina per lamina, lo stato tensionale.

SPECIFICHE E MISSIONI DEL TELAIO

I telai automobilistici devono soddisfare contemporaneamente molteplici missioni, alcune delle quali prese singolarmente darebbero soluzioni costruttive in contraddizione tra loro, complicando notevolmente la progettazione. In questi ultimi anni la fase di concept e di prima architettura del telaio viene svolta attraverso l'utilizzo sempre più massiccio di ottimizzatori numerici per razionalizzare la progettazione e diminuire i tempi di sviluppo del prodotto. In questo paragrafo si vuole descrivere come si sviluppa l'impostazione del telaio e quali specifiche tecniche deve adempiere, cercando di sottolineare quali sono le prove sia virtuali sia sperimentali per verificare/progettare i telai.

Dimensioni caratteristiche di una autovettura sportiva

I dati iniziali di progetto di un telaio sono le dimensioni caratteristiche della vettura che si intende costruire. Solitamente questi dati sono stabiliti da divisioni aziendali esterne alla progettazione del telaio (stile, marketing, impostazioni veicolo, ecc..) e sono per i nostri scopi dati di input.

Dimensioni esterne veicolo (mm)	
Passo	2600
Carreggiata ant.	1669
Carreggiata post.	1617
Altezza veicolo	1215
Altezza da terra	130
Altezza da terra minima	115
Lunghezza massima	4477
Larghezza massima	1925
Sbalzo posteriore	804
Sbalzo anteriore	1073

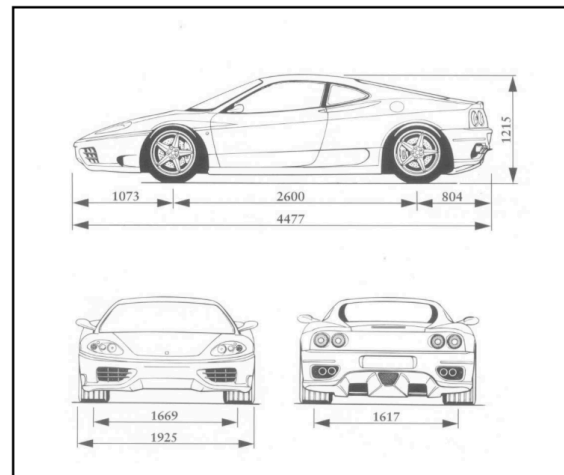


Tabella 1

Le dimensioni di Tabella 1 sono fondamentali per il raggiungimento di alcune missioni in quanto rappresentano spazi ed ingombri che influiscono direttamente sulle caratteristiche di sollecitazione agenti sul telaio. Per esempio se si immagina il telaio come una trave della quale si deve calcolare la rigidezza flessionale e torsionale, il passo rappresenta la luce e la carreggiata rappresenta il braccio del momento torcente. E' per questo motivo che dare solamente informazioni sulla rigidezza (flessionale o torsionale) non è un dato sufficiente per stabilire la bontà di un progetto, ma deve essere sempre corredato delle dimensioni della vettura.

La progettazione del telaio deve non solo considerare le dimensioni della vettura precedentemente definite, ma anche altri vincoli progettuali definiti sempre esternamente al progettista strutturale. Per esempio se la vettura ha il motore anteriore o posteriore e quindi predisporre uno spazio adeguato nella zona prescelta oppure se è spider o berlina; un altro tipo di vincolo è lo spazio e l'accessibilità all'abitacolo, zona che non può essere riempita da materiale e che deve mantenere la sua forma in caso di urti. Si evince che la progettazione di un telaio per autovettura stradale è un compromesso strutturale che deve soddisfare vari requisiti spesso in contrasto tecnico tra loro.

Nella figura 1 si può notare la geometria di un telaio automobilistico nel quale sono indicati gli spazi vuoti necessari per l'alloggiamento del motore, per l'abitacolo e per il bagagliaio. Si rimanda ai paragrafi successivi per una discussione dei vari componenti del telaio.

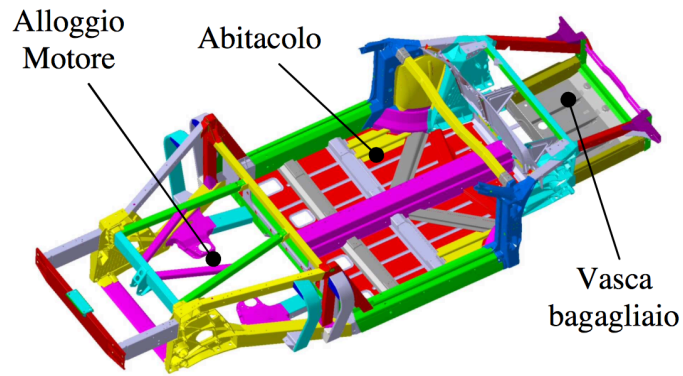


Figura 1
Architettura telaio motore posteriore berlina 2 posti

Nella progettazione del telaio solitamente si parte dalla conoscenza delle coordinate dei punti d'attacco delle sospensioni (che non fanno parte del telaio, ma sono scelte per garantire una corretta dinamica della vettura) e dalla conoscenza dei volumi dei componenti "extra-telaio" e dei relativi posizionamento da non poter toccare dal telaio. Si intende per componenti extratelaio tutti i gruppi o sottogruppi necessari per il funzionamento della vettura, come per esempio serbatoio, motopropulsore, abitacolo, vani porta batterie, ruote, ecc.....

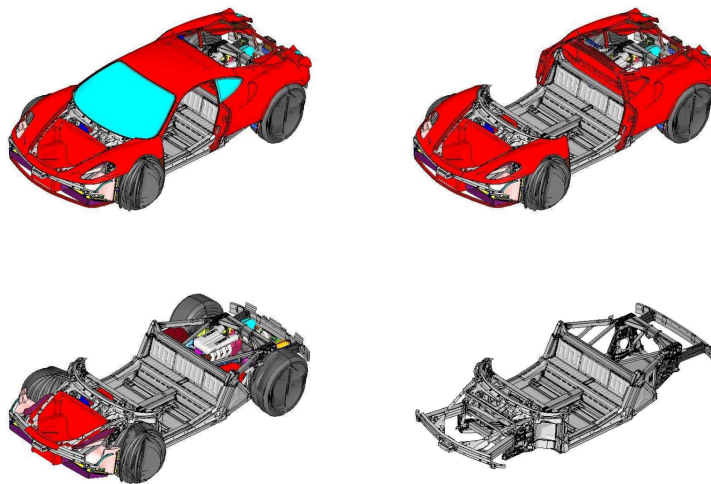


Figura 2
Dalla vettura al telaio

Nella Figura 2 si può capire quanti siano i componenti che un telaio deve prevedere e che alle volte hanno anche una funzione strutturale (solitamente nei casi di assorbimento energetico). A seconda della missione che bisogna soddisfare si rende quindi necessario allestire il telaio in modi diversi; questo fatto oltre ad

essere necessario per una corretto svolgimento delle prove consente anche di diminuire i costi reali e/o computazionali a seconda che si tratti di sperimentazione o di calcoli numerici.

E' utile in questa fase definire i diversi allestimenti:

- *Telaio*: si analizza il comportamento del solo Space Frame.
- *Body in White (BIW)*: vettura in uscita dalla verniciatura, con fondi, sigillanti, vernici e smorzanti
- *Trimmed Body (TB)*: vettura completa senza meccanica (motore, trasmissione, cambio, scarico) e senza sospensioni/ruote
- *Full Vehicle (FV)*: partendo dal TB si aggiungono masse concentrate per modellare il motore, albero di trasmissione, cambio, differenziale e scarico.

Facendo riferimento solamente alla configurazione del solo telaio, ed in particolare di un telaio Space Frame per berlina con motore posteriore, è utile denominare le zone che saranno trattate nei prossimi paragrafi, Figura3.

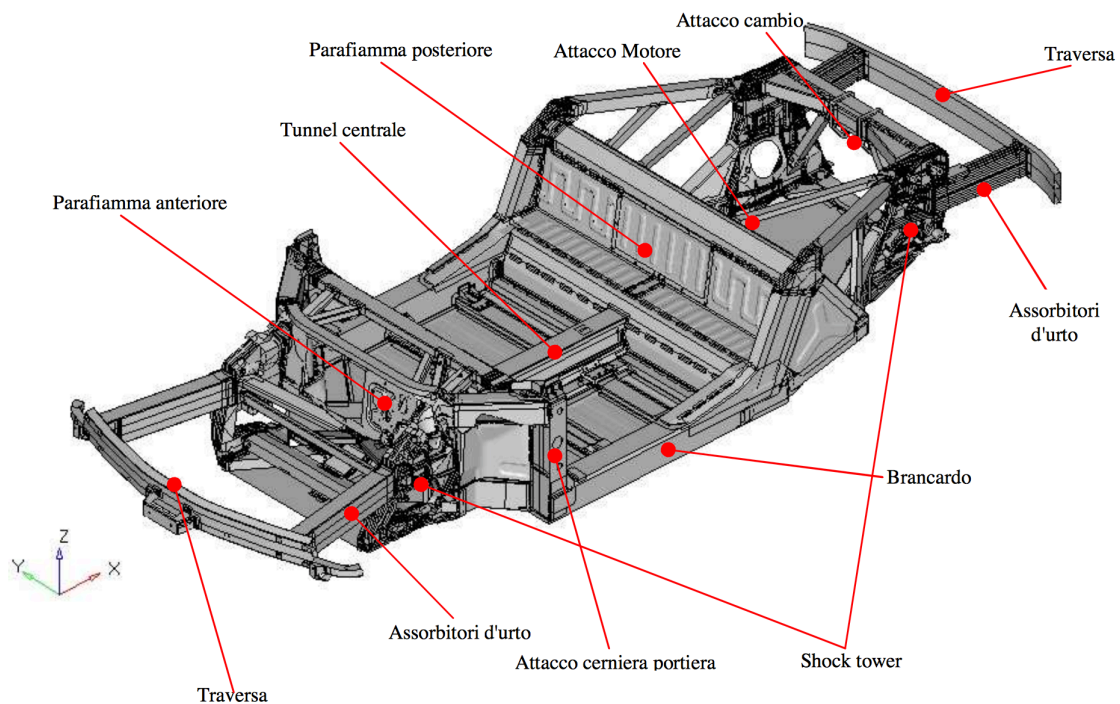


Figura 3
Componenti caratteristici di un telaio Space Frame

Prestazioni telaio

Definiti i vincoli geometrici del telaio e i vari tipi di allestimento della vettura, in questo paragrafo si vuole descrivere quali siano le prestazioni che un telaio deve soddisfare affinché venga deliberato.

La prima cosa che un telaio deve garantire è il collegamento rigido tra le varie parti della vettura in modo

da non alterare la dinamica e la guidabilità dell'auto. Il valore di rigidezza (flessionale e torsionale) che deve soddisfare un telaio è solitamente calcolato sulla base di modelli di Multibody Dynamics che simulano al calcolatore il comportamento stradale della vettura. Non esiste una regola standard con la quale si riesce a valutare a priori questi valori di rigidezza, ma si può pensare che se si prende come rigidezza della molla dell'ammortizzatore pari 1 N/mm (ridotto tutto a terra) allora si può in prima approssimazione dire che la sospensione (con la sostituzione della molla con un puntone) deve avere una rigidezza equivalente (ridotto tutto a terra) pari a 10 N/mm e il telaio conseguentemente pari a 100 N/mm (ridotto tutto a terra). In questo modo ed in prima approssimazione l'influenza del telaio sulla dinamica del veicolo è di circa due ordini di grandezza l'1% e quindi tecnicamente trascurabile.

Come detto in precedenza però la sola rigidezza torsionale della vettura non è un indice della bontà del progetto del telaio in quanto bisogna considerare gli ingombri (carreggiata e passo) imposti e la massa finale del telaio nella sua configurazione BIW. Si può parlare quindi una efficienza torsionale che può essere espressa nel seguente modo:

$$E_t = K_t * \text{passo} * \text{carreggiata} / (\text{Massa}_{\text{BIW}} * 1000)$$

Dove K_t è la rigidezza torsionale in Nm/deg, p è il passo e c è la carreggiata espressi in m e al denominatore c' è la massa, in kg, nella configurazione *Body in White*. E_t rappresenta un buon indice per valutare il progetto di un telaio automobilistico in quanto correla la rigidezza con le dimensioni a disposizione e la massa. Infatti è sempre più importante cercare di diminuire la massa delle vetture (naturalmente a parità o incremento di prestazioni) per ridurre i consumi e le emissioni nel caso di motori endotermici o l'autonomia nel caso di motori elettrici. In quest'ottica si cerca anche di utilizzare materiali sempre più performanti e leggeri, come per esempio materiali compositi, leghe di alluminio o acciai altoresistenziali. Un telaio automobilistico deve soddisfare vari requisiti in termini di:

Peso

- Rigidezza torsionale e flessionale ☑ Resistenza a Fatica
- Resistenza lineare
- NVH (modali e inertanza)
- Sicurezza Resistenza
- Sicurezza Crash

Le prove che si eseguono sono essenzialmente di due tipo: simulazioni al calcolatore e sperimentazioni/prove reali. Esistono quindi due tipi di delibere, una virtuale ed una derivante da prove sperimentali sull'intero veicolo, su gruppi, sottogruppi o componenti.

Nella tabella 2 è mostrato il piano di delibera virtuale per un telaio.

PIANO DI DELIBERA VIRTUALE		
Delibera Virtuale	tipo di calcolo	Target
PESO		
Peso telaio		X kg
RIGIDENZE		
Rigidzze globali KT, KF		
TELAIO - KT	Statico lineare	> XX daNm/°
TELAIO - KF	Statico lineare	> XX daN/mm
BIW - KT	Statico lineare	> XX daNm/°
BIW - KF	Statico lineare	> XX daN/mm
FATICA		
Delibera su percorsi standard	Statico lineare	Tensioni < % RP02
RESISTENZA LINEARE		
Carichi limite		
Esempi di carichi limite: Accelerata limite, Frenata limite, curva dx e sx...	Statico lineare	Tensioni < % RP02
NVH-DINAMICA		
NVH inertanze (TB)		
Sospensioni, motore,cambio, ecc	Calcolo lineare dinamico	
NVH - MODI		
Telaio - prima flessionale	Calcolo lineare dinamico	> X Hz
Telaio - prima torsionale	Calcolo lineare dinamico	> X Hz
NVH - MOBILITA'		
Paratie e pannelli	Calcolo lineare dinamico	< X mm/s/N primo modo > X Hz
SICUREZZA-RESISTENZA		
Tiro cinture ant lato guidatore		
Appoggi seggiolini, cinture	Calcolo di tipo non lineare quasi statico	deformazioni < X% allungamento a rottura

SVILUPPO TELAIO - CRASH		
Crash telaio con scocca vett. Precedente		
frontale 64 Km/h ODB	Calcolo di tipo non lineare esplicito	Vedi paragrafo a parte
frontale 56Km/h RW	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
frontale 30Km/h 30°	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
frontale 40 km/h RW	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
posteriore nuovo STD 301	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
laterale Europa lato SX	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
laterale USA lato SX	Calcolo di tipo non lineare esplicito	
laterale Palo USA - 5%ile (50%ile)	Calcolo di tipo non lineare esplicito	

Tabella 2 - Piano di delibera virtuale

In questo paragrafo si vuole indagare le modalità di calcolo e di prova per ogni singola missione. E' però importante sottolineare che esistono prove che possiamo considerare globali e prove invece locali o di dettaglio. Per maggiore chiarezza per esempio la rigidezza la possiamo considerare come una caratteristica globale in quanto dipende dalla architettura e dai materiali scelti, mentre le missioni per la resistenza a fatica ha un carattere più locale, nel senso che sente i raggi di raccordo e i fattori di forma locali.

Rigidezze

Come detto in precedenza la rigidezza di un telaio è una caratteristica globale della struttura ed in prima approssimazione dipende fortemente dalla architettura scelta. E' per questo che la modellazione numerica non ha bisogno del grado di dettaglio (per esempio elementi finiti molto fini nei raccordi) delle prove definite precedentemente locali. In questo paragrafo si vuole descrivere la procedura sia numerica che sperimentale che si adotta per il calcolo delle rigidzze di un telaio e dare le linee guide per una buona progettazione.

La prove hanno come obiettivo quello di determinare la rigidzza flessionale, che chiameremo K_f , e la rigidzza torsionale che chiameremo K_t . Come descritto nella tabella 2 le prove si riferiscono a due tipi di allestimento della vettura: al solo telaio e al BIW. In entrambi i casi sono presenti le sospensioni nelle quali però viene sostituito la molla dell'ammortizzatore con un puntone rigido. In questo modo le rigidzze delle sospensioni e del telaio lavorano in serie e come vedremo bisognerà tenerne conto nel calcolo della rigidzza.

Rigidzza torsionale

Si pensi la telaio come ad una barra di torsione di sezione circolare alla quale è applicato ad una estremità un momento torcente, M_t , ed all'altra un incastro, Figura 4.

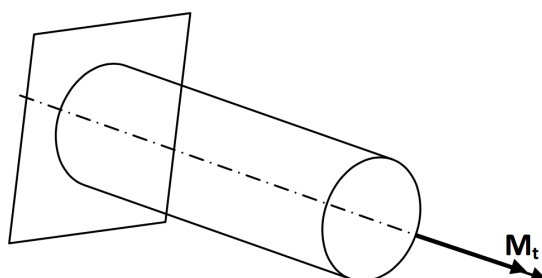


Figura 4
Barra di torsione

In questo caso la rigidezza della barra si calcola in questo modo:

$$K_t = M_t / \Theta$$

dove Θ è la rotazione finita dell'estremità ed è espressa dalla formula:

$$\Theta = M_t L / GJ_p$$

Con G modulo di elasticità tangenziale ($E/(2(1+\nu))$), L la lunghezza della trave J_p è il momento polare d'inerzia. Ne consegue che per una barra la rigidezza torsionale vale:

$$K_t = GJ_p / L$$

Si può notare come la rigidezza senta il materiale attraverso G, le sezioni scelte attraverso J_p e la lunghezza della trave. La prova torsionale di un telaio automobilistico ricalca fondamentalmente l'esempio della barra di torsione e il calcolo della rigidezza è di fatto lo stesso. Vediamo nel dettaglio come vengono eseguite le prove.

Al telaio, comprensivo delle sospensioni, viene applicata ad un solo centro ruota anteriore una forza F, mentre l'altro è appoggiato, mentre i centri ruota posteriori sono anch'esse appoggiate, Figura 5. In questo modo all'anteriore è come se avessimo applicato una coppia pura e bloccato il posteriore. Il rapporto tra a coppia così applicata e la rotazione relativa tra l'assale anteriore e quello posteriore ci fornirà il valore della rigidezza della serie composta da telaio e sospensioni, che però sono note.

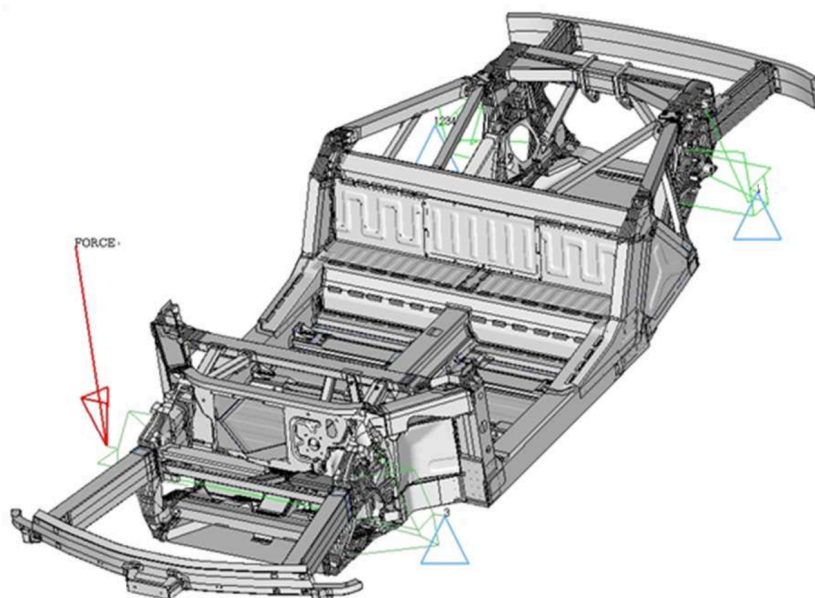


Figura 5
Prova torsionale